Opłata pocztowa ryczałtowa. Nakład 3.600 egz.
Nr. 1. Warszawa, dnia 25 stycznia 1931 r. Rok IX.

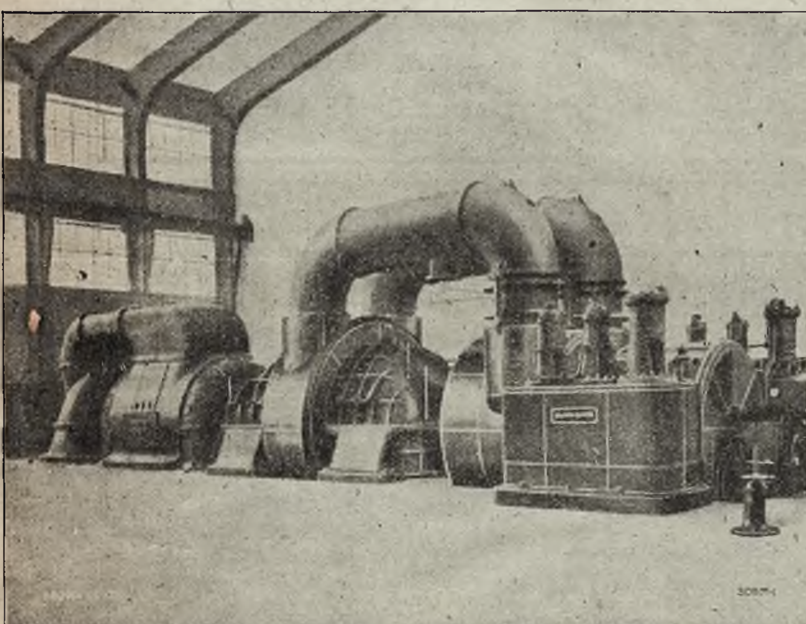
TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych

TURBOZESPOŁY B.B.C

NAJWIĘKSZE MOCE
NAJWYŻSZE CIŚNIENIA
NAJWYŻSZE TEMPERATURY
NAJLEPSZE SPRAWNOŚCI

moc wszystkich turbin B. B. C do końca 1929 r. **12 milj. 700 tys. kw**
wszystkie największe turbozespoły polskie zostały wykonane przez **Brown Boveri:**



ELEKTR. ŁÓDZKA
ŁAZISKA GÓRNE
P. F. Z. A. CHORZÓW

Turbina **85000 kw. w Zschornewitz** według pomiarów w marcu 1930 r. posiada sprawność na sprzęgle z generatorem w odniesieniu do stanu pary przed zaworem głównym:

87,7%

POLSKIE ZAKŁADY ELEKTRYCZNE

BROWN BOVERI

Spółka Akcyjna, Warszawa. Centrala telefoniczna 546-80.

420—

№ 1. Warszawa, 25 stycznia 1931 r. Rok IX.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 301-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15

Ś. P. MICHAŁ ŁEMPICKI

W dniu 29 grudnia 1930 roku zmarł w Bydgoszczy, przeżywszy lat 74, ś. p. Michał Łempicki, inżynier górniczy, b. dyrektor kopalń węgla Towarzystwa Akcyjnego Hrabia Renard w Sosnowcu, b. naczelny dyrektor Starachowickich Zakładów Górniczo - Hutniczych, współzałożyciel fabryki ceramicznej Korwinów pod Częstochową, założyciel biura wiertniczego pod firmą Michał Łempicki i S-ka w Sosnowcu, b. dyrektor Towarzystwa Przemysłowców Królewstwa Polskiego, b. dyrektor Warszawskiego Stowarzyszenia dozoru nad kotłami parowemi, b. poseł do Dumy Państwowej Rosyjskiej, wybitny publicysta i działacz społeczny i gospodarczy.



W 1910 roku wydane zostało w Petersburgu rozporządzenie przez rosyjskie ministerstwo przemysłu i handlu, że właściciele kotłów parowych na terenie Państwa Rosyjskiego mogą tworzyć własne stowarzyszenia, które będą miały prawo dozorować kotły parowe przy pomocy własnego personelu technicznego, przyczem urzędowi inspektorzy fabryczni będą zwolnieni od tego obowiązku.

Ś. p. Michał Łempicki, jako dyrektor ówczesnego Towarzystwa Przemysłowców guberni Królestwa Polskiego, zwołał 11 lutego 1911 roku zebranie organizacyjne zrzeszonych przemysłowców, na którem postanowiono założyć Warszawskie Stowarzyszenie dla dozoru nad kotłami parowemi z terenem działalności, obejmującem dziesięć guberni tak zwanego Królestwa Kongresowego, a ś. p. Michała Łempickiego obrano dyrektorem tego Stowarzyszenia.

Wszystkie przedwstępne prace wykonawcze, związane z założeniem nowego Stowarzyszenia, ś. p. Michał Łempicki przejął na swoje własne barki i, licząc się ze skromnym budżetem nowopowstałego Stowarzyszenia, był bardzo oględny w angażowaniu personelu do tego stopnia, że czynności skarbnika sam załatwiał.

Personel nowopowstałego Stowarzyszenia składał się na początku 1911 roku z jednego inżyniera i jednego urzędnika, umieszczonych w jednym pokoju, odstąpionym Stowarzyszeniu przez Towarzystwo Przemysłowców guberni Królestwa Polskiego.

W miarę przybywania kotłów pod dozór Stowarzyszenia, ś.p. Michał Łempicki dobierał nowych inżynierów, przyczem dbał bardzo o to, aby szczególnie młodzi wiekiem inżynierowie oprócz pracy zawodowej kształcili się w dalszym ciągu technicznie.

Chociaż sprawy organizacyjne Stowarzyszenia zajmowały dużo czasu ś.p. Michałowi Łempickiemu i zmuszały go do częstych wyjazdów do Petersburga nie przestawał jednak brać czynnego udziału w pracach społecznych, zwłaszcza na polu popierania wytwórczości krajowej i spółdzielczości, głównie w zakresie kredytowym.

Przy końcu 1912 roku ś.p. Michał Łempicki, będąc dobrze znany ze swych prac na kierowniczych stanowiskach w Zagłębiu Dąbrowskiem, wybrany został z ziemi Piotrkowskiej na posła do Dumy Rosyjskiej, zasiadającej w Petersburgu i ustąpił ze stanowiska dyrektora Towarzystwa Przemysłowców oraz dyrektora Warszawskiego Stowarzyszenia dozoru nad kotłami parowemi.

Podczas okupacji niemieckiej ś. p. Michał Łempicki był członkiem Rady Stanu Królestwa Polskiego i pierwszym dyrektorem Departamentu Spraw Wewnętrznych Rady.

W ostatnich latach ś. p. Michał Łempicki zamieszkiwał stale w Bydgoszczy i poświęcał się publicystyce w miejscowych dziennikach, oraz był konsultantem w sprawach górniczo - hutniczych ministerstwa przemysłu i handlu.

Cześć Jego pamięci!

G. SIPPKO inż. techn.

WIELKIE ZAGŁĘBIE POLSKIE W EUROPEJSKICH PROJEKTACH ENERGETYCZNYCH

Podstawą i punktem wyjścia artykułu niniejszego są ogólne założenia teoretyczne artykułu poprzedniego p. t. „*Wielkie Zagłębie Polskie jako źródło energji*“ [1]). Na wstępie tego artykułu poprzedniego wypowiedziałem myśl zasadniczą, że *projekt Europejskiej Unji Celnej można nazwać projektem oparcia całego europejskiego życia gospodarczego na najdogodniejszych warunkach geograficzno-przyrodniczych z nadaniem niczem niekrępowanej swobody działania tym stosunkom polityczno-gospodarczym, które już zdążyły zorganizosię i zapanować nad sytuacją.* Jednocześnie z tem podałem podstawowy układ geograficzno-przyrodniczy europejskich źródeł energji, z podziałem ich na wodno-elektryczne i cieplno-elektryczne, oraz z zaznaczeniem zależności Polski od tego układu.

W artykule niniejszym próbuję zobrazować te stosunki polityczno-gospodarcze, które nas bezpośrednio dotyczyć mogą a więc obchodzić powinny. Ogólne stosunki europejskie w tej dziedzinie tak, jak ujawniły się one i uwypukliły podczas wielkiej wojny światowej, omówiłem w różnych artykułach pism wojskowych, — w „*Bellonie*“ 1929 r. XI-XII i 1930 r. V-VI oraz w „*Przeglądzie Artyleryjskim*“ 1929 r. VIII i 1930 r. II, — dokąd odsyłam czytelników interesujących się temi sprawami, W artykule niniejszym pomijam wszelkie zagadnienia ogólno-europejskie wzgl. poruszam je tylko o tyle, o ile to jest konieczne dla omówienia polskich zagadnień miejscowych. Omawiam więc przedewszystkiem stosunki w krajach sąsiednich. Nieraz może to będzie tylko usystematyzowaniem pewnych rzeczy, znanych, według pewnego odrębnego systemu rozumowania.

I. Stosunki przedwojenne.

Jeżeli na mapie Europy częściowo wyeliminujemy pierwotne obszary Rosji, to Niemcy, a nawet ich obwód środkowy czyli najbardziej oddalony od militarnie niebezpiecznych granic państwowych, zawiera w sobie środek europejskiej ciężkości geograficznej. Takie położenie centralne w Europie stało się dla Niemiec podstawą i punktem wyjścia pew-

[1]) por. *Technika Cieplna*, 1930 str. 163.

nego światopoglądu, powodującego i usprawiedliwiającego dążenia do zajęcia pierwszego miejsca wśród państw europejskich, a nawet więcej, bo do opanowania pod względem gospodarczym państw pozostałych.

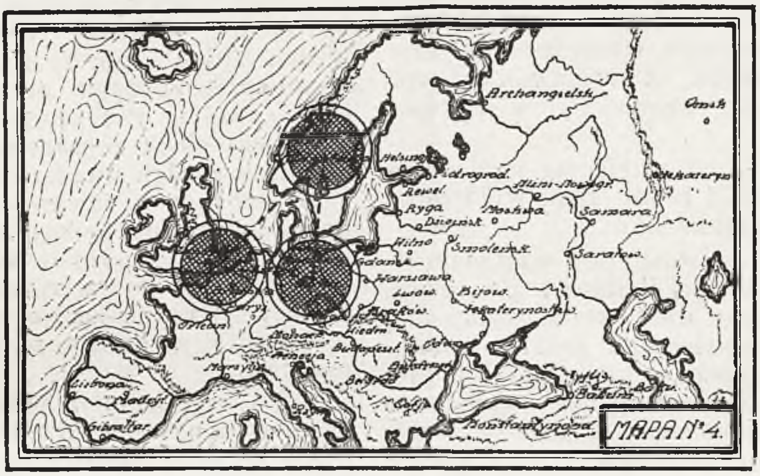
Inne jeszcze stosunki geograficzne potęgowały niemieckie dążenia do panowania nad otoczeniem. Posiadając na północy morza i na południu Alpy, zaś na zachodzie obronną linję Renu a na wschodzie Odrę, Niemcy stworzyły w Europie państwo nietylko centralne, lecz i bardzo trudne do zdobycia i do pokonania. To poczucie niedostępności militarnej wybitnie sprzyjało dążeniom ekspansji niemieckiej, politycznej i gospodarczej. Rodziły się coraz śmielsze projekty i zamierzenia.

Wprawdzie istniała pewna niezgodność europejskich środków ciężkości, — geograficznego i gospodarczego. Jeżeli Niemcy stanowią środek europejskiej ciężkości geograficznej, (por. mapę Nr. 4.) to podstawowe europejskie skupienie zagłębi górniczo-hutniczych na obydwóch brzegach La Manche'u stanowi, jak widzieliśmy w poprzednim artykule, europejski środek ciężkości gospodarczej, Skupienie to jest, właściwie, jednym dużym systemem geologicznym, występującym w dwóch grupach:

a) Wyspowej czyli Wielkiej Brytanji, składającej się z kilku zagłębi węglowych i rudnych, i
b) Kontynentalnej, czyli Dolnego Renu, składającej się z Wielkiego Zagłębia Francusko Belgijskiego, Wielkiego Zagłębia Niemieckiego i leżącego w pobliżu Rudnego Zagłębia Lotaryńsko-Luxemburskiego z okręgiem węglowym Saary.

To podstawowe skupienie europejskiego przemysłu górniczo-hutniczego leży na północno-zachodnim krańcu Europy, czyli ani na środku europejskiej ciężkości geograficznej, ani w pobliżu tego środka.

Ta rozbieżność europejskich środków ciężkości geograficznej i gospodarczej stawiła Niemcy, czyli państwo geograficznie centralne, na stanowisko nie właściciela, lecz tylko jednego z udziałowców w podstawowem europejskim skupieniu przemysłu górniczo-hutniczego. Skupienie to było podzielone granicami wzgl. strefami wpływów aż trzech najsilniejszych państw europejskich, — Anglji, Francji i Niemiec. Pomimo takiego stanu rzeczy Niemcy posiadały w Europie najsilnieszy przemysł górniczo-hutniczy i właśnie ten ich udział w podstawowem europejskiem skupieniu przemysłu górniczo-hutniczego był podstawą ich potęgi gospodarczej.



Rys. 4

Poza własnem Wielkiem Zagłębiem Niemieckiem w Westfalji i Renanji stanowiącem ich podstawowy udział w omawianem skupieniu przemysłu europejskiego, Niemcy posiadały jeszcze udziały w sąsiednich zagłębiach obcych, a mianowicie:

a) część Wielkiego Zagłębia Francusko-Belgijskiego w postaci okręgu Akwizgranu (Aachen, Aix-la-Chapelle) i
b) część Rudnego Zagłębia Lotaryńsko-Luxemburskiego z okręgiem węglowym Saary.

Przy swem centralnem położeniu w Europie Niemcy więc były nietylko trudną do zdobycia cytadelą, lecz również i bardzo dobrze zaopatrzoną centralą cieplną. Na wypadek niepowodzeń na froncie zachodnim Niemcy posiadały na wschodzie w postaci Górnego Śląska jeszcze bardzo silną rezerwę militarną, która w razie konieczności mogła im pozwolić na organizację dalszego oporu. Pozatem wewnątrz Niemiec istniało jeszcze kilka zagłębi małych ponadto zaś największe w Europie wydobycie węgla brunatnego.

Wg. zestawienia N. 3 z artykułu poprzedniego widzieliśmy, że Germański Obszar Wydobywczo-Spożywczy posiada na kontynencie,

czyli poza Anglją, największy spółczynnik natężenia wydobycia węgla kamiennego. Obszar Germański wg. zestawienia powyższego zawierał poza Niemcami, skupiającemi w sobie przemysł górniczo-hutniczy obszaru, jeszcze Holandję, Szwajcarję i Danję, czyli kilka krajów-spożywców bez wytwórczości. Jeżeli więc usuniemy te kraje i weźmiemy tylko Niemcy dla porównania z innemi krajami europejskiemi, to obraz wypadnie jeszcze wyraźniejszy.

Tab. 1[1]) podaje wydajność górniczo-hutniczą przedwojennych państw europejskich ze spółczynnikami natężenia wydajności, obliczonemi jak poprzednio. Z zestawienia tego widzimy, że Niemcy zajmowały w Europie miejsce:

1. *pierwsze,* — pod względem wytapiania stali wogóle i ilości stali, wytapianej na 1000 mieszkańców;
2) *drugie,* — po Rosji, pod względem liczebności swojej ludności po Belgji, pod względem ilości stali, wytapianej na 1 km^2 powierzchni państwa i natężenia wytapiania stali po Wielkiej Brytanji, pod względem wydobycia węgla kamiennego wogóle i ilości węgla, wydobywanego na 1000 mieszkańców;
3. *trzecie,* — po Rosji i Austro-Węgrzech, pod względem wielkości swojej powierzchni; po Wielkiej Brytanji i Belgji, pod względem ilości węgla, wydobywanego na 1 km^2 powierzchni państwa i natężenia wydobycia węgla;
4. *czwarte,* — po Belgji, Wielkiej Brytanji i Włoszech pod względem gęstości zaludnienia.

Streszczając spostrzeżenia powyższe, dochodzimy do wniosku, że Niemcy były w Europie państwem największem i najsilniejszem i zajmowały pierwsze miejsce w przemyśle górniczo-hutniczym, jeżeli uwzględnimy że,

a) Rosja była państwem w znacznym stopniu pierwotnem;
b) Wielka Brytanja wydobywała węgiel kamienny na sprzedaż, a nie dla potrzeb swojej kultury materjalnej i
c) Belgja była państwem małem.

Niemcy więc, rzeczywiście, przy zajmowanem położeniu centralnem posiadały niezbędne środki materjalne dla przeprowadzenia swych zamierzeń i poczynań.

Swą świetną sytuację pod względem zaopatrzenia w opał Niemcy wyzyskiwały w ten sposób, że sztucznie podnosiły jego wewnętrzne spożycie przez przerób w hutnictwie swojem rud obcych. Tab. 2 obrazuje niemiecki obrót zagraniczny węglem, rudami i żelazem. Jeżeli uważać rudy żelazne dowiezione za rudy o zawartości 50% *Fe*, to przekonamy się, że Niemcy dowoziły w rudach tyle żelaza, ile później wywoziły tego żelaza w wyrobach, w maszynach i t. d. Pozatem Niemcy wywoziły jeszcze poważne ilości opału w węglu i w koksie poza granice swojego państwa.

Po wyjaśnieniu powyższych podstawowych stosunków w przemyśle górniczo-hutniczym obszaru sąsiedniego, możemy przejść do projektów i zamierzeń, obchodzących nasz obszar własny.

2. Zamierzenia wojenne.

Gdyby centralnie położone Niemcy posiadały w swym obrębie całe podstawowe skupienie europejskich zagłębi górniczo-hutniczych, czyli całe podstawowe źródło europejskiej kultury materjalnej, to byłaby zbyteczną wielka wojna światowa i do wojny tej by nie doszło. Niemcy bez walki byłyby panami Europy, byłyby europejską centralą energetycną i podstawowym europejskim wytwórcą żelaza. Zresztą wojna wogóle byłaby niemożliwą, ponieważ przy takich stosunkach Niemcy

TABELA 2

Niemiecki obrót zagraniczny wytworami górnictwa i hutnictwa

1913 r. w 1000 tonn.	Obrót		Wynik	
	Dowóz	Wywóz	Niedobór wywieziony	Nadwyżka wywieziona
Węgiel kam. . . .	10.536	34.596	—	24.060
Koks	744	6.432	—	5.688
Ruda żel.. . . .	13.920	2.616	11.304	—
Żelazo stal itd. .	618	6.497	—	5.879

[1]) Por. tab. 1 str. 5.

TABELA 1

Wydajność górniczo-hutnicza państw europejskich

W 1913 roku	Niemcy przedwojenne	Austro-węgry	Razem państwa centralne	Belgja	Francja przedwojenna	Wielka Brytanja	Rosja	Razem Ententa	Europa pozostała	Razem Europa
Wydobycie węgla kamiennego: w 1000 ton. . .	190.100	19.200	209 300	22.800	40.100	292.000	33.000	387.200	10.300	606.800
%% Europy	31,33	3,16	34,49	3,76	6,61	48,12	5,49	63,98	1,53	100,00
Wypalenie koksu w 1000 ton	32.167	2.700	34 867	3 523	4.027	14.004	4.443	25.997	2.419	63.283
%% Europy	50,83	4,27	55,10	5,57	6,36	22,13	7,02	41,08	3,82	100,00
Wydobycie rud żelazn. w 1000 ton	35.941	4.649	40.590	151	22,018	16.253	10.644	49.066	19.401	109.057
%% Europy	32,95	4,26	37,21	0,14	20,19	14,90	9,76	44,99	17,80	100,00
Wytop surówki żelaznej w 1000 ton	19.309	3.116	22.425	2.485	5.124	10.424	4.629	22.662	1.715	46.802
%% Europy	41,25	6,66	47,91	5,31	10,95	22,27	9,89	48,42	3,67	100,00
Wytop stali i żelaza w 1000 ton	18.935	3.496	22.431	2.467	4.687	7.786	4.869	19.809	2 053	44.293
%% Europy	42,75	7,89	50,64	5,57	10,58	17,59	10,99	44,73	4,63	100,00
Wydobycie węgla kamien.: na 1 klm² powierz. . .	351,0	31,0	180,0	760,0	75,0	954,0	6,0	61,7	3,9	60,0
na 1000 mieszk.	3,4	0,4	1,1	3,0	1,0	6,1	0,3	2,0	—	1,3
spółczynnik wydajności .	1.193,0	12,0	198,0	2.280,0	75,0	5.819,0	2,0	123,4	—	78,0
Wytop stali i żelaza: na 1 klm² powierz. . . .	35,03	5,59	19,25	82,20	8,74	25,44	0,90	3,15	0,06	4,19
na 1000 mieszk.	0,34	0,08	0,22	0,32	0,12	0,16	0,05	0,10	—	0,09
spółczynnik wydajności .	12,91	0,45	4,24	26,30	1,05	4,07	0,04	0,32	—	3,90

miałyby możność decydowania i urzeczywistniania swych decyzyj, — temu dać, zaś tamtemu nie dać, tu życie materjalne zatrzymać, tam, zaś życie ponownie uruchomić i t. d.

Dążenie do ideału powyższego było jednym z podstawowych niemieckich celów wielkiej wojny światowej, ściśle związanym z celem innym, a mianowicie z dążeniem do zorganizowania potężnego imperjum związkowego i przeciwstawienia go istniejącemu angielskiemu i francuskiemu imperjum kolonialnym. Zaprojektowano więc na przyszłość specjalny twór państwowy pod ogólną nazwą doraźną „Mittel-Europa“ wzgl. w popularnym skrócie „Mitropa“, jako olbrzymie, pod egidą niemiecką imperjum związkowe. Niemcy miały stanąć na czele tego imperjum, zorganizować w nim cały szereg różnych państw, poddanych lub związkowych, i stać się jego ośrodkiem militarnym, politycznym, cywilizacyjnym, gospodarczym i t. d. Granice tego imperjum miały cie tylko terenów węglowych Wielkiego Zagłębia Francusko-Belgijskiego t. zn. aneksję całej Belgji i dwóch departamentów francuskich Nord i Pas de-Calais oraz objęcie całego Rudnego Zagłębia Lotaryńsko - Luxemburskiego przez aneksję departamentu francuskiego Meurthe-et-Moselle.

W ten sposób stosunki w Europie nabrałyby wyjątkowej wyrazistości, znikłaby rozbieżność europejskich środków ciężkości geograficznej i gospodarczej i środków ciężkości przyrodniczo-gospodarczej i polityczno-gospodarczej. Grupa Dolnego Renu stałaby się potężną ekspozyturą przemysłu niemieckiego nazewnątrz projektowanego imperjum. Antwerpja i Amsterdam stałyby się olbrzymiemi portami eksportowemi Wielkiego Zagłębia Niemieckiego i skupionej koło niego całej grupy przemysłowej. Pozatem zwrócone w naszą stronę Wielkie Zagłębie Niemieckie objęłoby rynki niemieckie aż po Odrę i wszystkie



Rys. 5

sięgać o wiele dalej, niżby to z nazwy wynikało. Zaczynałoby się ono od Oceanu Atlantyckiego wzgl. od La Manch'u i Morza Północnego (Niemieckiego) t. zn. od portów Dunkerque'i, Antwerpji, Amsterdamu, Bremy i Hamburga, obejmowałoby całą Rzeszę Niemiecką z różnemi, specjalnie potworzonemi małemi krajami związkowemi, całe Austro - Węgry i sięgałoby przez Azję Mniejszą do Bagdadu i Oceanu Indyjskiego wzgl. do morza.

Projekt „Mitropy“, (por. mapę 5), nie przekraczał La Manche'u. Byłoby to zupełnie zbyteczne, a nawet niebezpieczne. Niemcy chciały mieć w obrębie „Mitropy“ jak najmniej elementów, równych im kulturalnie. Dla opanowania zaś podstawowego europejskiego skupienia przemysłu górniczo-hutniczego wystarczało tylko zagarnąć całą kontynentalną jego grupę czyli grupę Dolnego Renu. Mając przez tę grupę przewagę bezwzględną w całem skupieniu, można już było rządzić całością. Dlatego też „Mitropa“ przewidywała zagarnięwybrzeża morskie. Tab. 3[1]) i mapa 5 wskazują miejsce Wielkiego Zagłębia Polskiego w projektowanym tworze. W pewnych okolicznościach obiecywano Wielkiemu Zagłębiu Polskiemu, że wskazane strzałkami na mapie kierunki zbytu będą mu zawarowane na przyszłość, jako podstawa jego rozwoju i egzystencji.

Z punktu widzenia Wielkiego Zagłębia Polskiego cały obszar przedstawiałby się wyjątkowo dodatnio. Wielkie Zagłębie Polskie byłoby drugim podstawowym ośrodkiem górniczo-hutniczym i miałoby cały wewnętrzny rynek wschodni. Była Kongresówka i była Galicja byłyby włączone do tego rynku. Oznaczałoby to ściślejsze zespolenie Wielkiego Zagłębia Polskiego, jako wytwórcy z Ziemiami Polskiemi jako spożywcami. Nadmiary, niespożyte na Ziemiach Polskich, wywożonoby bez kłopotów celnych do całej monarchji austrjacko- węgierskiej i dalej na południowy

[1]) Por. tab. 3, str. 7.

TABELA 3

Przemysł górniczo-hutniczy „Mitropy“ wg. obszarów

W 1913 roku	Węgiel kamien.	Koks	Ruda żelazna	Surówka żeliwna	Stal
		w 1000 ton			
Wielkie Zagłębie Niemieckie . . .	114.540	26.387	1.812	9.204	10.500
Wielkie Zagłębie Franc.-Belgijskie .	56.020	7.623	150	3.362	3.475
Rudne Zagłębie Lotaryńsko-Luxemb.	12.220	1 806	47.964	11.335	8.126
Razem Grupa Dolnego Renu .	182.780	35.816	49.926	23.901	22.101
Wielkie Zagłębie Polskie	60.650	4.481	416	2.111	2.827
Niemcy pozostałe	17.690	1.918	5.559	1.322	1.300
Austro-Węgry pozostałe	7.870	247	4.649	2.419	2.717
„Mitropa“ cała	268.990	42.462	60.550	29.753	28.945
		w %-ch „Mitropy“			
Wielkie Zagłębie Niemieckie . . .	42,58	62,14	3,00	30,93	36,28
Wielkie Zagłębie Franc.-Belgijskie .	20,83	17,95	0,23	11,30	12,01
Rudne Zagłębie Lotar.-Luxemb. . .	4,54	4,25	79,23	38,10	28,07
Razem Grupa Dolnego Renu .	67,95	84,34	82,46	80,33	76,36
Wielkie Zagłębie Polskie	22,55	10,55	0,64	7,10	9,76
Niemcy pozostałe	6,57	4,52	9,20	4,44	4,50
Austro-Węgry pozostałe	2,93	0,59	7,70	8,13	9,38
„Mitropa” cała	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

wschód. Nasuwały się jednak pewne wątpliwości, które obecnie po wojnie okazują się słusznemi.

Przedwojenne projekty podziału rynków zbytu węgla kamiennego musimy uznać za projekty energetyczne. W tych projektach zdawano sobie sprawę z tego, że węgiel, jako produkt ciężki i tani, nie znosi kalkulacyjnie dalekich transportów kolejowych, i na tej zasadzie opierano podział rynków węglowych. Projekty te ulegały bardzo poważnym zmianom przy budowie naszych wewnętrznych linij wodnych w postaci uregulowania rzek, kanałów i t. d. Wielkie Zagłębie Niemieckie posiadało w Rzeszy Niemieckiej taką przewagę i takie znaczenie, że jego opinja i jego wymagania byłyby zawsze miarodajnemi przy rozbudowie wewnętrznych dróg wodnych w całem projektowanem imperjum. Wielkie Zagłębie Polskie byłoby stawiane nieraz przed faktem dokonanym konieczności nagłego wycofywania się z tego lub innego rynku zbytu na rzecz konkurencji zachodniej.

Ale istniało niebezpieczeństwo jeszcze większe. Nie myślano przed wojną o projektach uniezależnienia się wogóle od transportu w przenoszeniu energji cieplnej. Z chwilą zaś opracowania i urzeczywistnienia wielkich projektów dalekosiężnych rurociągów gazowych lub powszechnych sieci elektrycznych, przestrzeń traci znaczenie chroniące przed konkurencją w zbycie węgla. Przy tych nowych warunkach Wielkie Zagłębie Niemieckie wzgl. grupa Dolnego Renu miałaby taką przewagę i takie znaczenie w projektowanej „Mitropie“, że cała „Mitropa“ rozbudowałaby swą sieć energetyczną, wyłącznie wg. potrzeb tej grupy. Znowu Wielkie Zagłębie Polskie byłoby ośrodkiem upośledzonym i nie posiadało decydującego głosu.

Stosunki w hutnictwie żelaznem, uzależnionem od dowożonych zdaleka rud obcych, wymagałyby jeszcze większych zastrzeżeń. Hutnictwo zaś jest bardzo poważnym spożywcą opału i może być pośrednio w gazach koksowych i wielkopiecowych bardzo poważnym wytwórcą energji.

3. Po wojnie światowej.

Rozpoczynając wojnę światową, Niemcy były tak pewne swojej przewagi i swojego zwycięstwa, że nawet nie uważały za potrzebne liczyć się z możliwością przegranej, i przewidywać środków dla łagodzenia swej klęski. Tymczasem wojna została przegrana i Niemcy zostały zmuszone do skurczenia swojego stanu posiadania i swych stosunków gospodarczych, do granic własnego państwa, a nawet do granic etnograficznych i do ponownego rozpoczynania swojej ekspansji.

Niemcy posiadały i posiadają, jak widzieliśmy, bardzo bogate źródła opału i to im pozostawiono. Niemcy zawsze cierpiały na niedobór rud żelaznych i dla załagodzenia tego niedoboru włączyły do Niemieckiego Związku Celnego przeważającą część lotaryńsko-luxemburskich pokładów rudy żelaznej. Po wojnie światowej Lotaryngja powróciła do Francji, zaś Luxemburg przystąpił do związku celnego z Belgją czyli usunął się również z pod wpływów niemieckich. Tab. 4[1]) obrazuje te stosunki. Widzimy, że w ten sposób Niemcy straciły tylko 20% wydobycia węgla kamiennego i aż 80% wydobycia rud żelaznych. Ucierpiało przedewszystkiem Wielkie Zagłębie Niemieckie, uzależnione przed wojną od rud lotaryńsko-luxemburskich. Dla Wielkiego Zagłębia Niemieckiego oznaczało to obostrzenie katastrofalne nadmiaru węgla kamiennego wzgl. koksu i gazów koksowych z powodu upadku hutnictwa żelaznego. Na razie po wojnie produkcja wszędzie wogóle spadła, pozatem radzono sobie dostawami reparacyjnemi. Poważnie myślano jednak o przyszłości.

Przedewszystkiem obmyślano sposoby ściślejszego zespolenia Wielkiego Zagłębia Niemieckiego jako wytwórcy z całością Ziem Niemieckich jako spożywcą. Wielkie Zagłębie Niemieckie, wtłoczono z powrotem w niemieckie granice językowe, myślano przedewszystkiem o możliwie całkowitem opanowaniu rynków zbytu w tych granicach. Postanowiono wozić węgiel kamienny jeszcze dalej na wschód i całkowicie wyprzeć Wielkie Zagłębie Polskie z jego węglem górnośląskim z Ziem Niemieckich pozostawiając mu Ziemie Polskie. Pozatem zdecydowano się podnieść poziom spożycia wewnętrznego przez udostępnienie i ułatwienie korzystania z paliwa.

W artykule poprzednim widzieliśmy, że węgiel Wielkiego Zagłębia Niemieckiego czyli węgiel westfalski już oddawna przenikał coraz dalej na wschód i coraz wyraźniej wypierał Wielkie Zagłębie Polskie czyli węgiel górnośląski z Ziem Niemieckich na Ziemie Polskie. Możemy to określić jako swego rodzaju przymusowe zespalanie Wielkiego Zagłębia Polskiego jako wytwórcy z Ziemiami Polskiemi jako spożywcą. Proces ten po wojnie został wyśmienicie przyśpieszony i obecnie stosunki gospodarcze w europejskim przemyśle górniczo-hutniczym, szczególnie w wydobyciu i spożyciu węgla kamiennego, są dość zbliżone go obrazu mapy 6. Na mapie tej liczby rzymskie oznaczają:

I. Wielkie Zagłębie Francusko-Belgijskie,

II. Wielkie Zagłębie Niemieckie i

III. Wielkie Zagłębie Polskie.

Strzałki wskazują naturalne kierunki zbytu czyli naturalny podział rynków zbytu.

---

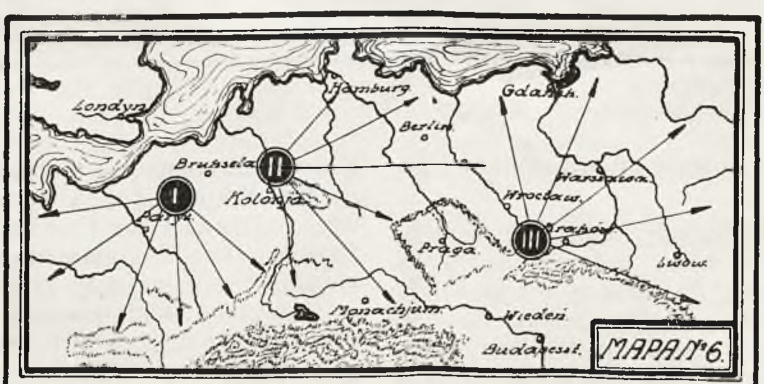
[1]) Por. tab 4, str. 9.

TABELA 4

Podstawowa produkcja górniczo-hutnicza poszczególnych ogręgów Rzeszy Niemieckiej przedwojennej w 1000 tonn.

Okręgi w 1913 r.	Węgiel kamien.	Ruda żelazna	Surówka żeliwna	Żelazo i stal
Niemcy obecne bez Śląska Górn. . .	130.710	7.467	10.526	11.823
Śląsk Opolski . .	10.090	—	381	387
Niemcy obecne .	140.800	7 467	10.907	12.210
Śląsk Wojewódz. .	32.300	105	613	1.046
Okręg Saary . .	13.200	—	1.371	2.080
Lotaryngja . . .	3.800	21.036	3.870	2.263
Luxemburg . . .	—	7.333	2.548	1.336
Okręgi, wydzielone z Rzeszy względnie ze Związku Celn.	49.300	28.474	8.402	6.725
Niemiecki Związek Celny w 1913 r. .	190.100	35.941	19.309	18.935

Z mapy wynikałoby, jak już widzieliśmy to w poprzednim artykule, że każda równina, czyli każdy zamieszkujący ją naród ma prawo do własnego zagłębia tej samej nazwy.



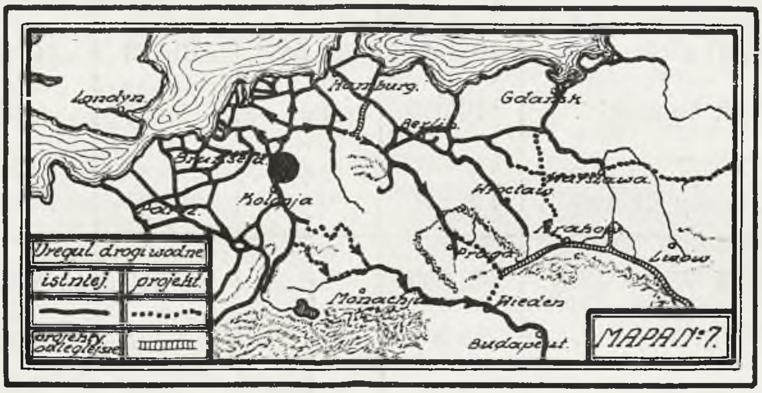
Rys. 6

Charakterystycznem jest, że zastosowano przytem dwa spoboby przyśpieszenia realizacji tego schematu:

1. Stary sposób rozwożenia węgla kamiennego w naturze, ale nie kolejami, tylko wewnętrznemi drogami wodnemi, specjalnie w tym celu rozbudowanemi, (por. mapę 7). Wielkie Zagłębie Niemieckie stałoby się podstawowem źródłem paliwa twardego,

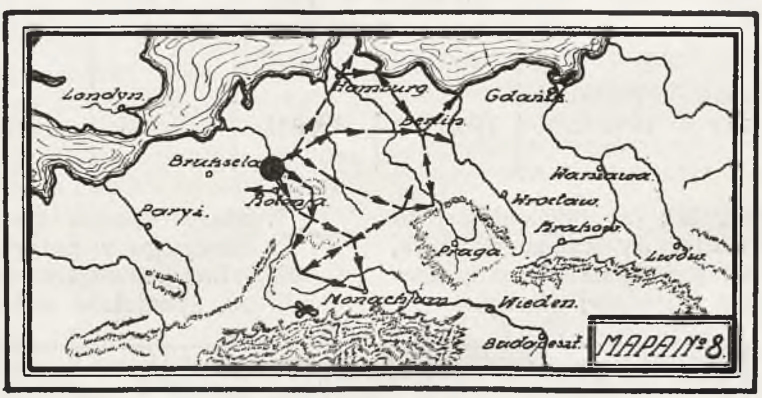
zaopatrującem całe Niemcy w to paliwo. Stałoby się to przez zwiększenie strefy racjonalności dystrybucji węglowej dzięki ułatwieniu i potanieniu transportu na wschód;

2. Nowy sposób przetwarzania węgla kamiennego na gaz i rozsyłania tego gazu rurociągami dalekosiężnemi, (por. mapę 8 sieci rurociągów dalekosiężnych T-wa „Ruhrgas", której pro-



Rys. 7

jekt już jest częściowo urzeczywistniony, zaś reszta urzeczywistnia się w szybkiem tempie). Wielkie Zagłębie Niemieckie stałoby się centralną gazownią niemiecką. Uniezależniłoby to



Rys. 8

dystrybucję opału od transportu węgla wogóle.

W ten sposób Niemcy omijałyby całkowicie transport kolejowy, którego drożyzna służyła dotychczas za podstawę do podziału rynków węglowych. Jednocześnie Niemcy stwarzały tak ścisłe zespolenie Wielkiego Zagłębia Niemieckiego w Westfalji z całością Ziem Niemieckich, że ta całość gospodarcza stawała się nierozerwalną. Dla uwypuklenia tej całości podałem zupełnie świadomie wszystkie trzy mapy 6, 7 i 8 w bliskim sąsiedztwie Pozatem porównanie tych map wskazuje, jak dalece Niemcy osiągają już schemat podstawowy mapy 6 trzech podstawowych zagłębi kontynentalnych czyli jak dalece wypierają Wielkie Zagłębie Polskie z rynków Ziem Niemieckich na rynki Ziem Polskich.

4. Dążenia dalsze.

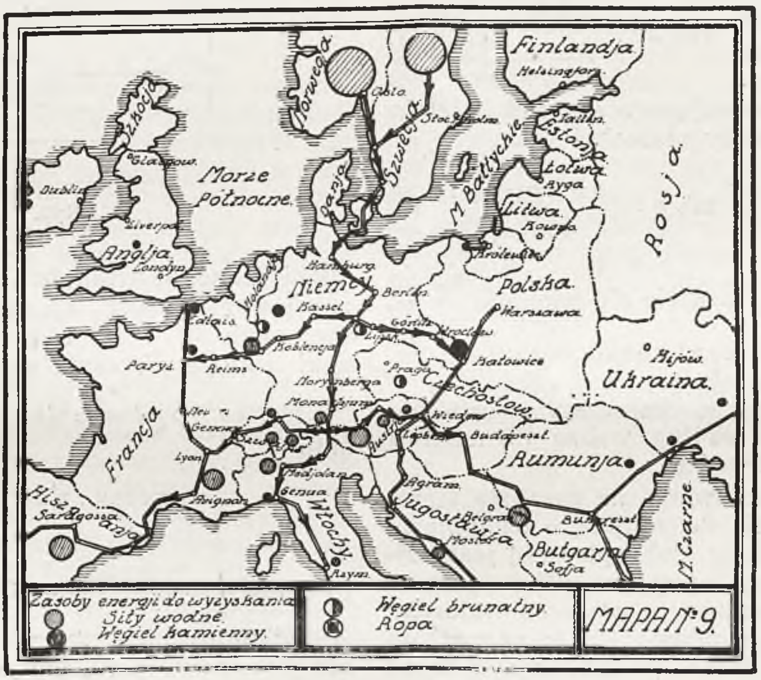
Na wstępie rozdziału II-go widzieliśmy, że, gdyby centralnie położone Niemcy posiadały w swoim obrębie całe podstawowe skupienie europejskich zagłębi górniczo - hutniczych, czyli podstawowe źródło ośrodków europejskiej kultury materjalnej, to miałyby możność decydowania i urzeczywistniania swoich decyzyj co do pozostałych krajów Europy. Z rozwojem techniki węgiel kamienny znalazł konkurenta w energji spadków wodnych. Zamiast możliwości zapanowania nad Europą przez opanowanie podstawowego źródła opału zaczęły powstawać możliwości zapanowania nad Europą przez opanowanie podstawowych terenów energji wodnej. Po wojennem niepowodzeniu w kierunku pierwszem niemiecka myśl polityczno - gospodarcza zaczęła zwracać się coraz wyraźniej w kierunku tego rodzaju pokojowych możliwości.

Podstawą tych dążeń są stosunki, przedstawione na mapie 3 poprzedniego artykułu o podziale obszarów cieplno - elektrycz-

nych i obszarów wodno - elektrycznych. Już przed wojną światową podnoszono myśl wyzyskania tych stosunków w skali europejskiej i omawiano możliwości techniczne elektryfikacji pan — europejskiej z wodospadów norweskich. Myśl ta upadła jednak, ponieważ wszystkie kraje europejskie obawiały się, że w razie wojny Niemcy wyzyskają swoje położenie centralne, opanują źródła prądu norweskiego i przerwą dostawę tego prądu do innych krajów. Obecnie myśl powyższa wyzyskania sił wodnych Skandynawji odradza się, ale w formie więcej sprecyzowanej i nieco odmiennej. Niemcy porzuciły myśl opanowywania źródeł energji i chcą w przyszłej elektryfikacji Europy zachować dla siebie miejsce i znaczenie centrali rozdzielczej.

i w stronę Katowic na wschód. Drugie rozgałęzienie miałoby miejsce przed Insbrukiem czyli zawsze na językowym obszarze niemieckim w stronę Lyonu na zachód i w stronę Budapesztu na wschód. Dla uwypuklenia tego schematu pozwoliłem sobie uzupełnić mapę strzałkami kierunków prądu.

Charakterystyczną cechą całego projektu jest, że zagłębia węglowe jako źródła energji zostały odsunięte na miejsce drugorzędne. Kierunek ten jest tak dalece ujawniony, że Wielkie Zagłębie Niemieckie w Westfalji wcale nie jest wzięte pod uwagę i właściwie nie brałoby żadnego udziału w elektryfikacji pan europejskiej. Wielkie Zagłębie Niemieckie byłoby tylko centralną gazownią niemiecką i głównem źródłem niemieckiem zaopatrywa-



Rys. 9

Na ostatnim zjeździe energetycznym w Berlinie *Oliven*, inżynier niemiecki, przedstawił projekt pan — europejskiej sieci elektrycznej wysokiego napięcia. Schemat tej sieci został ogłoszony w *Przeglądzie Technicznym* bez komentarzy polityczno - gospodarczych. Mapa 9 niniejszego artykułu podaje ten projekt[1]). Wg. tego projektu Skandynawja, czyli wodospady norweskie i szwedzkie, stałyby się podstawową europejską centralą wzgl. zespołem central wodno - elektrycznych. Prąd ze Skandynawji zbierałby się do podstawowego przewodu europejskiego i tym przewodem przechodził na południe do Niemiec, gdzie rozgałęziałby się do innych krajów. Pierwsze rozgałęzienie miałoby miejsce pod Halle w stronę Paryża na zachód

[1]) Por. również *Technika Cieplna* 1930, str. 261.

nia się w węgiel dla różnych potrzeb drobnych. Tylko Równina Polska, pozbawiona spadków wodnych, poza zaopatrywaniem się w prąd z pan-europejskiej sieci wodno-elektryccnej, miałaby jeszcze w Wielkiem Zagłębiu Polskiem pomocniczą centralę cieplno-elektryczną.

Zakończenie.

Nieraz idee najsłuszniejsze z punktu widzenia technicznego stają się krzywdzącemi wzgl. niebezpiecznemi, jeżeli dają taką przewagę nad otoczeniem, że mogą służyć do opanowania tego otoczenia. Projekty Europejskiej Unji Celnej i elektryfikacji pan — europejskiej są w pierwszym rzędzie takiemi projektami i z tego względu wymagają bardzo uważnego rozważenia wszelkich możliwości wtórnych i pochodnych.

Inż. Z. KLĘBOWSKI

WPŁYW OTWORÓW NA WYTRZYMAŁOŚĆ WALCZAKÓW KOTŁÓW PAROWYCH[1])

W Nr. 11 *Techniki Cieplnej* z dn. 25 listopada 1929 r. na str. 209 znajdujemy artykuł, podpisany przez p. R. M. pod tytułem: Obliczanie spółczynnika wytrzymałości względnej „z“ walczaków kotłów parowych.

Z rozważań dokonanych w powyższym artykule wynika, że o ile z pominięciem stałej c na rdzewienie używamy, dla mostka pomiędzy otworami wywierconemi na rury lub nity ułożonemi wzdłuż tworzącej, wzór

$$g = \frac{p\,D\,x}{200\,K\,z} \text{ lub } g = \frac{p\,D}{200\,k\,z} \quad \ldots \quad (1)$$

to dla mostka znajdującego się pod kątem α do pierwszego, należy stosować wzór

$$g = \frac{pD\,(\cos^2\alpha + 1)\,x}{400\,Kz_{(\alpha)}} \text{ lub } g = \frac{pD\,(\cos^2\alpha + 1)}{400\,kz_{(\alpha)}} \quad (2)$$

w którym pod $z_{(\alpha)}$ rozumie się wielkość $\frac{t-d}{t}$, odpowiadającą mostkowi znajdującemu się pod kątem α do tworzącej.

Proponowany w omawianym artykule sposób obliczenia według wzoru (2) nasuwa mi poważne wątpliwości.

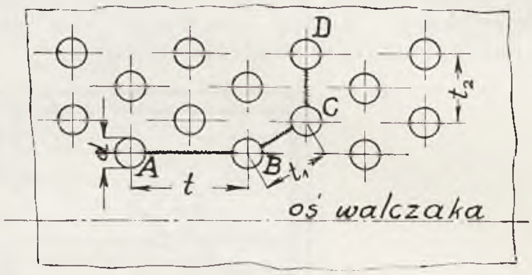
Wzór (1) zbudowano na zasadzie mniemania, iż wielkością decydującą o osiągnięciu przez materjał granicy niebezpiecznej jest największe naprężenie normalne. Największem naprężeniem normalnem w płaszczu walczaka jest naprężenie obwodowe 2σ (σ naprężenie osiowe), w przekroju zaś przechodzącym przez środki otworów rozmieszczonych na tworzącej, jest największe naprężenie normalne równe $\frac{2\sigma}{z}$. W przekroju tym niema naprężenia stycznego.

Przy rozpatrywaniu przekroju nachylonego do tworzącej pod kątem α, weźmiemy pod uwagę punkt, znajdujący się w odległości $\frac{t_1}{2}$ od środka otworów B lub C wg. rys. 2 omawianego artykułu (por. rys. 1).

Przedewszystkiem w rozpatrywanym przekroju, nachylonym pod kątem α do tworzącej w tym punkcie, panujące naprężenie normalne (zgodnie z wywodami Autora)

$$n = \frac{2\sigma}{z_{(\alpha)}} \cdot \frac{\cos^2\alpha + 1}{2} = \frac{\sigma\,(\cos^2\alpha + 1)}{z_{(\alpha)}} \quad (3)$$

nie jest największe z pośród naprężeń normalnych działających na rozpatrywany punkt w różnych możliwych przekrojach przechodzących przez ten punkt. Gdyby bowiem było największe, czyli gdyby jego kierunek dla rozpatrywanego punktu materjału (blachy) był głównym, to w rozpatrywanym przekroju naprężenie styczne byłoby równe zeru. Tymczasem posiłkując się oznaczeniami Autora



Rys. 1

wymienionego artykułu i układając równanie równowagi (rzuty na kierunek naprężenia stycznego sił wewnętrznych, działających na boki trójkąta elementarnego), otrzymujemy:

$$Sgl = 2\sigma g\,l\cos\alpha\sin\alpha - \sigma g\,l\sin\alpha\cos\alpha$$

albo

$$S = \sigma\cos\alpha\,.\,\sin\alpha = \frac{\sigma\sin 2\alpha}{2}$$

i wreszcie, uwzględniając osłabienie $\frac{1}{z_{(\alpha)}}$ widzimy, iż naprężenie styczne w tym przekroju nie jest równe zeru, lecz wynosi:

$$S = \frac{\sigma\sin 2\alpha}{2\,z_{(\alpha)}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Istnienie równości (4) dowodzi nam niezbicie, iż obliczenie wytrzymałości materjału blachy w osłabionem otworami miejscu według wzoru (2), pozbawione jest podstaw nawet takich, jakie można przypisywać wzorowi (1). Do wzoru bowiem (1) wprowadzono największe naprężenie normalne, działające na dany punkt, leżący w przekroju, którego płaszczyzna przechodzi przez oś walczaka. Natomiast do wzoru (2), zbudowanego też na zasadzie mniemania, iż wielkością decydującą o osiągnięciu przez materjał kotła granicy niebezpiecznej jest największe naprężenie normalne, nie wprowadzono największego naprężenia normalnego panującego w danym punk-

[1]) Artykuł niniejszy jest skrótem dłuższego referatu autora.

cie, ale wprowadzono naprężenie normalne działające na dany punkt w obranym przekroju.

Przy wyprowadzeniu zatem wzoru (2) należało znaleść orjentację takiej płaszczyzny przekroju, w której naprężenie normalne byłoby największe (naprężenie styczne równe zeru), określić wielkość naprężenia normalnego i dopiero, tak określone naprężenie normalne wprowadzić do wzoru (2).

Tak wyprowadzony wzór (2) (szczególnym przypadkiem jego byłby wzór (1)) byłby wyprowadzony konsekwentnie na zasadzie hipotezy (wytężenia) największego naprężenia normalnego, nie dawałby jednak pewności, że przedstawia wystarczająco rzeczywisty stan wytężenia materjału.

Przypomnę, iż pod wytężeniem rozumie się *wielkość, która mierzy niebezpieczeństwo osiągnięcia w badanym punkcie materjału niebezpiecznej granicy* (*gr. plastyczności*), a pod *hipotezą wytężenia* (lub mniej słusznie *teorją wytężenia*) rozumie się tę hipotezę (czy teorję), według której ta czy inna wielkość (zwykle funkcja naprężeń czy wydłużeń) jest właśnie miarą niebezpieczeństwa osiągnięcia granicy niebezpiecznej.

Hipoteza (wytężenia) największego naprężenia normalnego (I) najstarsza i najprymitywniejsza—pokutuje jeszcze do dziś dnia w obliczeniach kotłów, podczas, gdy w innych konstrukcjach hipoteza ta ustąpiła już miejsce hipotezie (wytężenia) największego wydłużenia (II), a później hipotezie (wytężenia) największego naprężenia ścinającego (III).

Aby dokonać obliczenia w przypadku „*p*" na zasadzie hipotezy „*h*", należy odnaleźć i połączyć znakiem równości dwie wielkości, a mianowicie: wytężenie W_1 według hipotezy „*h*" dla przypadku „*p*" i wytężenie W_2 według hipotezy „*h*" dla zwykłego rozciągania, to jest uformować wyrażenie $W_1 = W_2$.

Zgodnie z powyższem (używając oznaczeń przyjętych przez Autora cytowanej na początku pracy), dla płaszcza kotła w miejscu nieosłabionem przez otwory ($\sigma_1 = 2\sigma$, $\sigma_2 = \sigma$, $\sigma_3 = \infty 0$) mamy według hipotezy:

I. $\sigma_1 = k$, albo $2\sigma = k$ i wreszcie $\sigma = \frac{k}{2}$

II. $\frac{\sigma_1}{E} - \mu\frac{\sigma_2}{E} = \frac{k}{E}$; $\sigma_1 - \mu\sigma_2 = k$,

albo

$$2\sigma - \mu\sigma = k, \quad \text{czyli} \quad \sigma = \frac{k}{2-\mu}$$

III. $\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{k}{2}$; $\sigma_1 - \sigma_3 = k$

albo

$$2\sigma - 0 = k,$$

czyli

$$\sigma = \frac{k}{2};$$

Już dawno hipotezy, biorące pod uwagę w ogólnym stanie napięcia, tylko jedno naprężenie główne, ustąpiły przy obliczaniu różnych konstrukcyj miejsca hipotezom, biorącym za podstawę do obliczenia dwa naprężenia główne, a te ustępują pomału miejsca dokładniejszym hipotezom, uwzględniającym w obliczeniu wszystkie trzy naprężenia główne.

Liczne badania doświadczalne, a zwłaszcza badania przeprowadzone przez M. Roś'a i A. Eichinger'a w Zurychu, D-ra Lode'go w Getyndze i D-ra Ensslin'a w Esslingen, wykazały iż dla metali kowalnych, a przedewszystkiem dla żelaza kotłowego, hipotezą wytężenia, najbardziej zgodną z doświadczeniami jest: *hipoteza właściwej energji odkształcenia postaciowego.* Oznaczmy ją jako hipotezę IV. Podstawowa myśl tej hipotezy urodziła się najpierw w Polsce (Prof. Maksymiljan Huber ogłosił ją w *Czas. Techn.* w r. 1904), potem w Niemczech (R. v. Mises 1913 r.), w Anglji (B. P. Haigh 1919 r.) i w Holandji (H. Hencky 1924 r.).

Według tej hypotezy przy najogólniejszym stanie napięcia wielkość W_1 **równa się:**

$$W_1 = \frac{1}{12\,G}\left[(\sigma_x-\sigma_y)^2 + (\sigma_y-\sigma_z)^2 + (\sigma_z-\sigma_x)^2\right] + $$
$$+ \frac{1}{2G}\left(\tau^2_{xy} + \tau^2_{yz} + \tau^2_{zx}\right),$$

Wielkość zaś W_2 według tej hipotezy jest $W_2 = \frac{1}{6\,.\,G} \cdot k$, gdzie $k \leq k_p$ (k_p — granica plastyczności).

Formując równość $W_1 = W_2$ otrzymujemy:

$$(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + + 6\left(\tau^2_{xy} + \tau^2_{yz} + \tau^2_{zx}\right) = 2\,k^2 \quad (5)$$

Dla dwuwymiarowego stanu napięcia równanie (5) redukuje się, a mianowicie:

$$\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau^2_{xy} = k^2 \;...\; (6)$$

Dla kierunków głównych z naprężeniami σ_1, σ_2, σ_3 i oczywiście przy $\tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0$, wzory (5) i (6) upraszczają się w sposób następujący:

$$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1 = k^2 \quad (5a)$$

$$\sigma_1 + \sigma_2 - \sigma_1\sigma_2 = k^2 \;.....\; (6a)$$

Według tej hipotezy, dla płaszcza kotła ($\sigma_1 = 2\sigma$, $\sigma_2 = \sigma$, $\sigma_3 = 0$), miarę wytężenia wyraża równość, otrzymana z wzoru 6a

$$\text{IV.} \quad (2\sigma)^2 + \sigma^2 - 2\sigma^2 = k^2, \quad \text{czyli } 3\sigma^2 = k^2$$

$$\text{i wreszcie } \sigma = \frac{k}{\sqrt{3}} \cong 0{,}577\, k \quad . \; . \; . \quad (7)$$

zamiast (jak wypada według hipotezy I):

$$\sigma = 0{,}5 \text{ k.}$$

Czyli, zgodnie z hipotezą IV grubość może

być o $\frac{0{,}577 - 0{,}5}{0{,}5} \cdot 100 = 15\%$ mniejsza niż, jak wypada według hipotezy I.

Spróbuję ułożyć równanie, wyrażające miarę wytężenia materjału według hipotezy właściwej energji odkształcenia postaciowego dla punktu leżącego na środku odcinka łączącego środki dwóch otworów i znajdującego się pod kątem α do tworzącej.

Zwracam uwagę, iż wielkość W_1, wyrażająca właściwą energję odkształcenia postaciowego jest niezmiennikiem (inwarjantem) osi spółrzędnych; to znaczy, że wielkość ta nie zmienia się ze zmianą osi spółrzędnych, jak to ma miejsce z wielkościami: σ, τ i innemi.

Ta cecha wielkości W_1 właściwa omawianej hipotezie jest poważną zaletą, bardzo ułatwiającą ułożenie równania $W_1 = W_2$ w porównaniu z hipotezami oznaczonemi wyżej przez: I, II, III dla których do ułożenia tego równania należy szukać kierunków i naprężeń głównych dla badanego punktu, co nie zawsze jest zupełnie proste.

W celu dokonania rozważań nad obliczeniami według hipotezy IV, wystarczy wydzielenie jakkolwiek zorjentowanego elementu w badanym punkcie, na ścianach którego, panujące naprężenia, są znane.

Oznaczając przez ox kierunek naprężenia normalnego, $n = \sigma_x$ określonego równaniem (3), otrzymamy dla kierunku oy naprężenie normalne $n' = \sigma_y$, powtarzając rozumowanie przy odnajdywaniu naprężenia normalnego n i biorąc jedynie zamiast kąta α kąt $\alpha + \frac{\pi}{2}$ (Rys. 2).

$$\sigma_y = \frac{\sigma}{z_{(\alpha)}} (\sin^2\alpha + 1) \quad . \; . \quad (8)$$

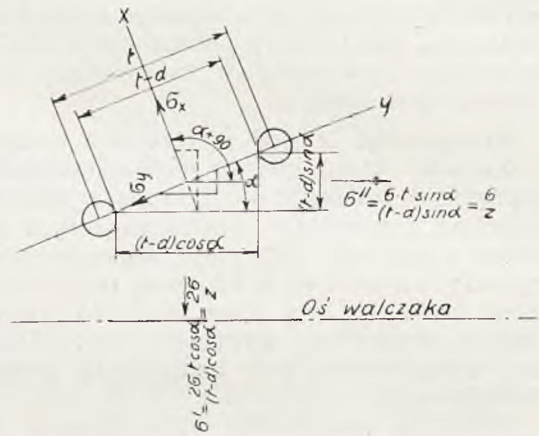
Pod σ rozumie się tu, jak dotychczas, naprężenie osiowe w pełnej blasze walczaka.

Podobnie naprężenie styczne s w przekroju prostopadłym do przekroju, w którym panuje naprężenie styczne, określone wzorem 4, otrzymamy wstawiając we wzorze (4) zamiast kąta α kąt $\alpha + \frac{\pi}{2}$, a mianowicie:

$$s' = \frac{\sigma \sin 2\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right)}{2\, z_{(\alpha)}} = \frac{\sigma . \sin(\pi + 2\alpha)}{2\, z_{(\alpha)}} =$$

$$= \frac{\sigma}{2 z_{(\alpha)}} . \sin\pi \cos 2\alpha + \cos\pi \sin 2\alpha =$$

$$= - \frac{\sigma \sin 2\alpha}{2\, z_{(\alpha)}} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (9)$$



Rys. 2

Jak było do przewidzenia, bacząc na ogólną własność naprężeń stycznych (wyrażającą się równością $\tau_{ma} = \tau_{nm}$), otrzymaliśmy naprężenie styczne s', równe co do wielkości absolutnej naprężeniu stycznemu s. Ujemny znak przy s' oznacza, iż kierunek tego naprężenia nie jest jednobieżny z kierunkiem naprężenia s.

Biorąc pod uwagę dwuwymiarowy stan napięcia badanego punktu o naprężeniach:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_x = n = \frac{\sigma(\cos^2\alpha + 1)}{z_{(\alpha)}}, \sigma_y = n' = \\ = \frac{\sigma(\sin^2\alpha + 1)}{z_{(\alpha)}}; \tau_{xy} = \tau_{yx} = s = s' = \\ = \frac{\sigma \sin 2\alpha}{2 . z_{(\alpha)}}, \end{aligned}\right| \quad (10)$$

otrzymamy, posiłkując się równaniem (6), wzór do obliczenia omawianego punktu, według hipotezy właściwej energji odkształcenia postaciowego, a mianowicie:

$$\frac{\sigma^2(\cos^2\alpha + 1)^2}{z^2_{(\alpha)}} + \frac{\sigma^2(\sin^2\alpha + 1)^2}{z^2_{(\alpha)}} -$$

$$- \frac{\sigma^2(\cos^2\alpha + 1)(\sin^2\alpha + 1)}{z^2_{(\alpha)}} + \frac{3}{4}\frac{\sigma^2\sin^2 2\alpha}{z^2_{(\alpha)}} = k^2 \quad (11)$$

w którym pod σ rozumie się—zgodnie z omawianym artykułem—naprężenie osiowe w pełnej blasze (a nie obwodowe — dwa razy większe).

Wzór (11) wyprowadziłem, przyjmując naprężenie normalne σ_x i σ_y oraz styczne τ_{xy} jako przeciętne w badanych przekrojach, wywołane działaniem sił zewnętrznych: obwodowej i osiowej, oraz wpływem otworów osłabiających blachę w danym punkcie. Wzór ten, jak i inne dotychczasowe, służące do tego samego celu, nie uwzględnia niejednakowego rozkładu naprężeń normalnych i stycznych w przekroju uskutecznionym według prostej łączącej środki sąsiednich otworów; nie uwzględnia również rozpychającego działania na ścianki otworów szyjek nitów lub rur rozwalcowanych, jakoteż i wpływu tarcia pomiędzy blachami w wypadku szwu nitowego.

Wzór (11) może się wydawać trudnym w użyciu jednakże drogą skróceń dopuszczalnych w równaniach, daje się znacznie uprościć.

Sprawdźmy co da nam wzór 11 dla punktu walczaka nie znajdującego się w sferze osłabień otworami. A więc przy $z_{(\alpha)} = 1$, mamy:

$$\sigma^2 (\cos^2\alpha + 1)^2 + \sigma^2 (\sin^2\alpha + 1)^2 - \sigma^2 (\cos^2\alpha + 1)(\sin^2\alpha + 1) + \frac{3}{4}\sigma^2 \sin^2 2\alpha = k^2$$

albo

$$\sigma^2 \left| (\cos^2\alpha + 1)^2 + (\sin^2\alpha + 1)^2 - (\cos^2\alpha + 1)(\sin^2\alpha + 1) + \frac{3}{4}\sin^2 2\alpha \right| = k^2 \quad . \quad . \quad (11a)$$

Równanie to po szeregu przeróbek i uproszczeń przedstawia się jak następuje:

$$\sigma^2 (3-2-\cos^2\alpha \sin^2\alpha + \cos^2\alpha \sin^2\alpha) = \frac{k^2}{3}$$

i ostatecznie

$$\sigma \leq \frac{k}{\sqrt{3}}$$

lub w przybliżeniu

$$\sigma \leq 0{,}577\, k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11b)$$

zgodnie z tem cośmy otrzymali wyżej bezpośrednio, biorąc pod uwagę naprężenia główne

$$\sigma_1 = 2\sigma, \quad \sigma_2 = \sigma, \quad \sigma_3 = \sim 0.$$

Wynik ten otrzymaliśmy wychodząc ze wzoru 11 drogą najogólniejszego rozumowania. Uwzględniając z góry okoliczność, iż lewa strona równości (11a) wyraża wielkość będącą niezmiennikiem spółrzędnych, wobec czego obojętne jest pod jakim nachyleniem do tworzącej rozpatrujemy przekrój, a więc dla ułatwienia, zakładając $\alpha = 0$ lub $\alpha = \frac{\pi}{2}$, otrzymujemy w jednym i drugim wypadku z wzoru (11a) również

$$\sigma \leq \frac{k}{\sqrt{3}}$$

Gdybyśmy w rozpatrywanym przez p.R.M. przykładzie, obliczając według największego naprężenia normalnego, odnaleźli—największe naprężenie normalne, to rozpatrywany mostek pomiędzy otworami okazałby się według tej hipotezy jeszcze niebezpieczniejszym, aniżeli otrzymał to Autor cytowanego artykułu.

Mając na uwadze, iż energja odkształcenia postaciowego jest niezmiennikiem spółrzędnych, wnioskujemy, iż układ osi spółrzędnych (rys. 2)—który do wyprowadzenia równania (11) obraliśmy tak, iż kierunek osi (oy) szedł według linji łączącej środki rozpatrywanych otworów, a kierunek osi (ox) był do tej linji prostopadły, — może być jakikolwiek, a mianowicie osie spółrzędnych mogą tworzyć z zasadniczym kierunkiem linji łączącej środki otworów jakiekolwiek kąty, a mianowicie: oś (oy) — kąt α', a oś (ox) — kąt $\alpha' + 90^0$.

Rozpatrując bliżej wzór (11) z punktu widzenia własności jego lewej strony jako niezmiennika spółrzędnych, przychodzimy do przekonania, iż jego lewa strona, którą przedstawimy dla ułatwienia w postaci następującej:

$$\frac{\sigma^2}{z^2_{(\alpha)}} \left| (\cos^2\alpha + 1)^2 + (\sin^2\alpha + 1)^2 - (\cos^2\alpha + 1)(\sin^2\alpha + 1) + \frac{3}{4}\sin^2 2\alpha \right| = k^2 \quad (12)$$

zawiera zawsze w nawiasach kwadratowych wielkość równą 3 i wzór ten daje się zawsze przedstawić w postaci bardzo prostej, a mianowicie:

$$\frac{\sigma^2}{z^2_{(\alpha)}} \,.\, 3 = k^2$$

i ostatecznie

$$\sigma = \frac{k}{\sqrt{3}} \,.\, z_{(\alpha)} \text{ lub } \sigma \cong 0{,}577\, k \,.\, z_{(\alpha)} \quad (13)$$

gdzie

$$\sigma = \frac{p\,.\,D}{400\,.\,g}$$

Wzór (11) daje się sprowadzić do wzoru (13) zawsze ile razy można czynnik $\frac{1}{z_{(\alpha)}}$ wy-

prowadzić za nawias, a więc normalnie dla całej rozpiętości α od $0^0 < \alpha < 90^0$, jednak dla krańcowych wartości $\alpha = 0^0$ i $\alpha = 90^0$ takie upraszczanie nie jest wskazane gdyż dla:

1) $\alpha = 0$, t. j. dla punktu w szwie podłużnym mamy dla naprężenia osiowego $z=1$, a dla

2) $\alpha = 90^0$, t. j. dla punktu w szwie poprzecznym mamy dla naprężenia obwodowego $z = 1$.

To też dla tych wypadków otrzymujemy bezpośrednio, lub z równania 11 następujące równości:

$$1) \quad \left(\frac{2\sigma}{z_{(\alpha=0)}}\right)^2 + \sigma^2 - \frac{2\sigma \cdot \sigma}{z_{(\alpha=0)}} = k^2;$$

$$\left(\frac{2\sigma}{z_{(\alpha=0)}}\right)^2 + \sigma^2 - \frac{2\sigma^2}{z_{(\alpha=0)}} = k^2$$

i ostatecznie

$$\sigma^2 \left(\frac{4}{z^2_{(\alpha=0)}} + 1 - \frac{2}{z_{(\alpha=0)}}\right) = k^2 \quad . . (14)$$

$$2) \quad (2\sigma)^2 + \left(\frac{\sigma}{z_{(\alpha=90^0)}}\right)^2 - \frac{2\sigma \cdot \sigma}{z_{(\alpha=90^0)}} = k^2;$$

$$(2\sigma)^2 + \left(\frac{\sigma}{z_{(\alpha=90^0)}}\right)^2 - \frac{2\sigma^2}{z_{(\alpha=90^0)}} = k^2$$

i ostatecznie

$$\sigma^2 \left(4 + \frac{1}{z^2_{(\alpha=90^0)}} - \frac{2}{z_{(\alpha=90^0)}}\right) = k^2 \quad (15)$$

Jeżeli chodzi o obliczenie kotła, oparte na hipotezie wytężenia najbardziej odpowiadającej dzisiejszemu stanowi badań naukowych, to należy przyjąć hipotezę właściwej energji odkształcenia postaciowego [1]) *Dla omawianego przypadku odpowiednim wzorem byłby wzór (13).*

Jak wspomniano wyżej, hipoteza właściwej energji odkształcenia postaciowego bardzo dobrze odpowiada wynikom badań doświadczalnych lecz tylko dla metali plastycznych, a zwłaszcza dla żelaza takiego jak żelazo kotłowe.

Hipotezy ogólnej, którаby czyniła zadość wynikom doświadczeń dla wszystkich materjałów, dotychczas niema,

W ostatnich czasach są czynione starania w kierunku opracowania takiej hipotezy.

Inż. Włodzimierz Burzyński w swej doktorskiej pracy: „Studjum nad hipotezami wytężenia". Lwów 1928 r. ustanawia „hipotezę zmiennej krańcowej energji odkształcenia objętościowo-postaciowego", wyrażającą się równością:

$$\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - 2v(\sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x) +$$
$$+ 2(1 + v)(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) +$$
$$+ (k_c - k_r)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) = k_c k_r,$$

która dla kierunków głównych przyjmuje postać:

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2v(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1) +$$
$$+ (k_c - k_r)(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) = k_c k_r$$

We wzorach tych oznacza:

$$v = \frac{k_c k_r}{2 k_S^2} - 1$$

k_r, k_c i k_S naprężenia: przy zwykłem rozciąganiu, zwykłem ściskaniu, prostem skręcaniu (czystem ścinaniu) w materjale, będącym na granicy niebezpiecznej pod wpływem któregokolwiek lecz tylko jednego z tych naprężeń.

Dla metali plastycznych jak żelazo kotłowe mamy

$$k_r = k_c = k, \quad i \quad k_S = 0{,}57\,k = \infty \frac{k}{\sqrt{3}},$$

wobec czego $v = \frac{k_c k_r}{2k_S^2} - 1 = \frac{1}{2}$, a ostatnia równość, wyrażająca omawianą hipotezę przekształci się jak następuje:

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_3 \sigma_1 = k^2.$$

Równość ta, jak wiadomo, wyraża hipotezę energji odkształcenia postaciowego, omawianą wyżej.

[1]) Opinja prof. M. Hubera wypowiedziana na str. 13 Nr. 2 *Techniki Cieplnej* z 8 lutego 1927 r. w artykule. O wytrzymałości rury walcowej na wewnętrzne ciśnienie hydrostatyczne.

Prof. Dr. MAKSYMILJAN HUBER.

WPŁYW OTWORÓW NA WYTRZYMAŁOŚĆ WALCZAKÓW KOTŁÓW PAROWYCH

1. Gdyby ściana walczaka miała wszędzie jednakową grubość g_0 bez żadnych otworów i t. p. zboczeń od doskonałej postaci walca wydrążonego (o średnicy wewnętrznej D_0 i zewnętrznej D_1 przyczem $D_1 - D_0 = 2\,g_0$), to stan napięcia wywołany wewnętrznem ciśnieniem względnem p byłby z wielką dokładnością określony wartościami naprężeń głównych następujących:

a) naprężenia obwodowe $\sigma_1 = \frac{p \cdot D_0}{200\, g_0}$ [1])

b) naprężenia podłużne $\sigma_2 =$

$$= \frac{p}{400\, g_0} \cdot \frac{D_0}{1 + \frac{g}{D_0}} = \sim \frac{p \cdot D_0}{400\, g_0} = \frac{1}{2}\,\sigma_1$$

c) naprężenia radjalne $\sigma_3 = \sim 0$

(jako bardzo małe wobec σ_1 i σ_2)

Zauważyć wypada, że znaczne zboczenia od tego stanu napięcia zachodzą z reguły w pobliżu miejsca połączenia z dnami, niezależnie oczywiście od zboczeń, wywołanych obecnością szwów w tychże miejscach.

Jeżeli przez x oznaczymy *pewność*, czyli stopień bezpieczeństwa przeciw osiągnięciu *granicy plastyczności* (Streckgrenze, Fliessgrenze) materjału kotła, to grubość ściany g_0 winna być dobrana tak, aby przy ciśnieniu wewnętrznem o wielkości $x . p$ pojawiły się dopiero linje Lüdersa-Hartmana świadczące o osiągnięciu tej granicy.

Ustalenie pewności x w stosunku do granicy plastyczności jest według obecnego stanu nauki w naszym przypadku bardziej racjonalne, aniżeli w stosunku do *wytrzymałości doraźnej*. Nie ulega bowiem wątpliwości, że jednorazowe osiągnięcie granicy plastyczności, chociaż nie prowadzi bezpośrednio do katastrofy, to jednak jest równoznaczne z trwałem odkształceniem kotła. Przytem jest rzeczą jasną, że skoro obierano dawniej pewność x ze względu na wytrzymałość doraźną na rozrywanie K_r (nazwijmy tę pewność przez x_r), to pewność x_{pl} ze względu na granicę plastyczności winna być mniejsza od x_r w tym samym stosunku co wartość naprężenia na granicy plastyczności K_{pl} do K_r. A zatem:

$$x_{pl} : x_r = K_{pl} : K_r$$

[1]) W tych wzorach wyrażono naprężenie w *kg/mm*², a ciśnienie pary w *kg/cm*² lub w atmosferach.

Jeżeli np. dla blachy stalowej kotłowej o wytrzymałości doraźnej $K_r = 50$ lub (36) kg/mm^2 przyjmujemy $x_r = 5$ lub (4,5), to przy granicy plastyczności tego materjału wynoszącej $K_{pl} = 30$ lub (24) kg/mm^2 musimy przyjąć $x_{pl} = 3$ (3). To prowadzi w obu przypadkach do wartości obliczeniowego naprężenia dopuszczalnego $k=10$ lub (8) kg/mm^2, naturalnie tylko przy rozciąganiu lub ściskaniu jednokierunkowem.

Atoli ten najprostszy przypadek nie zachodzi w ścianie walczaka, która jest rozciągana w dwu kierunkach wzajemnie prostopadłych tak, że stosunek obu naprężeń głównych jest stały i niezależny od wartości obciążenia ciśnieniem pary. Nasuwa się więc pytanie przy jakiej wartości obu naprężeń zajdzie taki sam stopień bezpieczeństwa, co przy jednokierunkowem rozciąganiu naprężeniem k.

Na to pytanie odpowiadano dawniej na podstawie następującego rozumowania, tylko pozornie przekonywającego, a w istocie błędnego.

„Doświadczenie poucza, że pęknięcie walczaka przeciążonego zachodzi normalnie w przekroju podłużnym t. j. prostopadłym do naprężeń obwodowych σ_1, dwa razy większych od podłużnych σ_2. A więc niebezpiecznem jest tylko σ_1 i należy jego wartość obierać tak, aby była x_r (wzgl. x_{pl}) razy mniejsza od K_r (wzgl. K_{pl})."

Błąd tego rozumowania tkwi w ukrytem przyjęciu, że drugie naprężenie σ_2 zupełnie nie wpływa na wytężenie, co nie jest niczem uzasadnione. O słuszności tego mniemania mógłby nas upewnić jedynie argument doświadczalny. Ten zaś stwierdza coś przeciwnego. Mianowicie na podstawie olbrzymiego materjału doświadczalnego mamy prawo twierdzić, że wytężenie materjału t. j. miara niebezpieczeństwa osiągnięcia granicy plastyczności jest funkcją wszystkich trzech naprężeń głównych lub co na jedno wychodzi, zależy od wszystkich wielkości określających dany ogólny stan napięcia w materjale.

Najbardziej zbliżoną do wyników doświadczalnych postać tej funkcji daje w przypadku metali plastycznych hipoteza, że wytężenie mierzy się właściwą *energją (pracą) czystego odkształcenia postaciowego*. (Bliższe szegóły w referacie inż. Z. Klębowskiego). To prowadzi w przypadku dwuwymiarowego stanu napięcia do następującego warunku wytrzymałościowego:

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\,\sigma_2 = k^2 \quad . \; . \; . \quad (6a)$$

Wszelkie wartości σ_1 i σ_2 czyniące zadość temu równaniu odpowiadają tej samej pewności, co naprężenie k przy prostem rozciąganiu lub ściskaniu. (Jedną z najważniejszych podstaw tej hipotezy jest fakt doświadczalny, że granica plastyczności przy prostem rozciąganiu nie różni się praktycznie od gr. plastyczności przy prostem ściskaniu).

W naszym przypadku walczaka jest $\sigma_2 = \frac{\sigma_1}{2}$

$$\text{a więc: } \sigma_1^2 + \frac{\sigma_1^2}{4} - \frac{\sigma_1^2}{2} = \frac{3}{4}\sigma_1^2 = k^2$$

$$\text{czyli } \sigma_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} k = 1,154\,k \quad . \quad (A)$$

Widzimy przeto, że naprężenie podłużne σ_2 działa w naszym przykładzie korzystnie, gdyż zwiększa dopuszczalną wartość naprężenia obwodowego σ_1 przeszło o 15% w stosunku do wartości dopuszczalnej przy prostem rozciąganiu.

Np. w walczaku z materjału powyżej przytoczonego mielibyśmy potrójną pewność przeciwko osiągnięciu granicy plastyczności nie przy wartości $\sigma_1 = 10$ lub (8) kg/mm^2 lecz przy $\sigma_1 = 11{,}5$ lub (9,2) kg/mm^2.

Natomiast np. w kulistej części dennicy gdzie $\sigma_1 = \sigma_2$ otrzymalibyśmy z równ. (6a) poprostu $\sigma_1 = \sigma_2 = k$, co znaczy, że dwuwymiarowy stan napięcia przy określonych równych wartościach naprężeń głównych daje to samo wytężenie materjału, co stan jednowymiarowy, określony tą samą wartością naprężenia.

3. Otwory na nity i rury zamącają powyższy nadzwyczaj prosty obraz warunków wytrzymałościowych walczaka. Wpływ tych otworów jest dwojakiego rodzaju.

Odosobniony otwór w ścianie o średnicy małej w porównaniu do średnicy walczaka nie wywołuje uwagi godnych zmian w stanie napięcia walczaka z wyjątkiem niewielkiego obszaru otaczającego otwór. W tym obszarze pojawiają się duże nadwyżki naprężeń oraz odpowiadające im zwiększenie wytężenia materjału, czego jednakże nie uwzględnia się z reguły w obliczeniach, przyjmując na podstawie doświadczenia praktycznego, że nadwyżki te mieszczą się w zapasie, jaki zapewnia obrany stopień bezpieczeństwa przy obliczaniu uproszczonem.

Atoli gdy ściana posiada szereg otworów o średnicy d leżących w równych odstępach t na jednym przekroju normalnym walczaka, to ściana osłabia się w przybliżeniu tak, jakgdyby w tem miejscu była cieńszą od g_0 w stosunku

$$z = \frac{t-d}{t} = 1 - \frac{d}{t},$$

czyli miała grubść:

$$g_0\left(1 - \frac{d}{t}\right) = g_0\,z$$

W odwrotnym stosunku zwiększą się widocznie naprężenia, będzie więc

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot D_0}{200 \cdot g_0\,z}, \quad \sigma_2 = \frac{p \cdot D_0}{400 \cdot g_0\,z}$$

Wstawiwszy teraz wartości σ_1 w warunek wytrzymałościowy (A) i rozwiązawszy względem g_0, otrzymujemy

$$g_0 = \frac{p \cdot D_0}{230 \cdot k \cdot z} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (B)$$

Jeżeli jak to zwykle bywa mamy do czynienia z siecią otworów mniej lub więcej regularną, to należy oczywiście poprowadzić tak przekrój, aby otrzymać najgęstszy szereg otworów, czyli najmniejsze z odpowiadające największemu osłabieniu.

Jest to obliczenie przybliżone, mające jednakże zaletę ogromnej prostoty. Nazwiemy je w skróceniu sposobem *H*.

Zachodzi teraz pytanie, czy sposób obliczenia proponowany w *Technice Cieplnej* (Nr. 11 z listopada 1929 r.) i wzorowany na pracy niemieckiej z r. 1906 w „Zeitschrift für Kessel — und Maschinenbau", który nazwiemy krótko sposobem *N*, da wyniki o tyle dokładniejsze, ażeby się opłacił znacznie dłuższy rachunek wymagający nadto tablicy specjalnej.

Nie można bowiem z góry odpowiadać na to pytanie przecząco, opierając się na tem, że referat inż. Klębowskiego zupełnie słusznie i przekonywująco wykazuje błędność podstaw tego sposobu obliczenia. Wszak można na błędnych podstawach dojść nieraz do wzorów o przybliżeniu w praktyce wystarczającem. Przykładu dostarcza: „Obliczenie wałków" rozpatrywane przezemnie w roczniku 1928 *Przeglądu Technicznego* w związku z artykułami inż. A. Tuczyńskiego.

Atoli jak tam, tak i tutaj stwierdzić muszę, że konserwowanie wzorów opartych na błędnych przestarzałych zapatrywaniach tylko dlatego, ponieważ nie dają błędu tak wielkiego, ażeby się zdradził w praktyce katastrofą, jest nietylko hamulcem postępu naukowego w technice, ale i postępu gospodarczego. Niepewność obliczenia musi bowiem być zakrytą stosownie małą wartością naprężeń dopuszczalnych, czyli złem wyzyskaniem materjału. Zważywszy nadto, że tylko żmudne i kosztowne badania doświadczalne mogłyby wykazać stopień dokładności wzorów obu sposobów, muszę się stanowczo oświadczyć za odrzuceniem sposobu *N*.

Teraz nasuwa się drugie ważne pytanie. Czy odrzucając sposób N zalecić obliczenie sposobem przedstawionym w referacie inż. Klębowskiego (sposób K) jako opartym na podstawach racjonalnych i obiecującym większą dokładność obliczenia od sposobu H, czy też zalecić sposób H jako najprostszy, którego błąd leży, jak zobaczymy zawsze po stronie bezpieczeństwa?

3. Sposób K prowadzi dla szwów nachylonych pod kątem $0^0 < \alpha < 90^0$ do wzoru tej samej postaci, co wzór (B) sposobu H. Jedynie dla wartości $\alpha = 0^0$ i $\alpha = 90^0$ dochodzi inż. Klębowski do innego sposobu obliczenia przy pomocy wzorów (14) i (15). Jest to zarazem jedyne miejsce w tym gruntownym elaboracie, które muszę zakwestjonować.

Albowiem rozumowanie prowadzące do wzoru (14) jest do pewnego stopnia słuszne tylko w przypadku jednego szwu podłużnego, tj. izolowanego szeregu otworów wzdłuż tworzącej (bez otworów w innych przekrojach). Podobnież wzór (15) może się odnosić tylko do przypadku jednego szwu poprzecznego. Tymczasem we wspomnianym już przykładzie i w przeważającej większości praktycznych przypadków mamy do czynienia ze szwami w różnych kierunkach. Wtedy równanie wyrażające warunek wytrzymałościowy należy napisać w postaci:

$$\left(\frac{\sigma_1}{z_1}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{z_2}\right)^2 - \frac{\sigma_1}{z_1} \cdot \frac{\sigma_2}{z_2} = k^2$$

albo po podstawieniu $\sigma_2 = \frac{\sigma_1}{2}$

$$\sigma_1 \left(\frac{1}{z_1{}^2} + \frac{1}{4z_2{}^2} - \frac{1}{2z_1 z_2}\right) = k^2$$

jeżeli z_1 i z_2 oznaczają odpowiednio spółczynniki osłabienia szwu podłużnego i poprzecznego.

Spółczynnik przy $\sigma_1{}^2$ w powyższem równaniu, jako funkcja z_1 i z_2 osiąga przy stałem z najmniejszą wartość gdy $z_2 = z_1$, a mianowicie wartość

$$\frac{3}{4}\,\frac{1}{z_1{}^2},$$

albowiem różnica

$$\left(\frac{1}{z_1{}^2} + \frac{1}{4z_2{}^2} - \frac{1}{2z_1\, z_2}\right) - \frac{3}{4} \cdot \frac{1}{z_1{}^2} = \frac{1}{4}\left(\frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_1}\right)^2$$

jest zawsze dodatnia. Z tego wynika, że zastępując wartości z_1 i z_2 mniejszą z nich, otrzymujemy spółczynnik większy, a więc odpowiednią wartość dopuszczalną σ_1 mniejszą, czyli jak powyżej zapowiedziałem popełniamy błąd na korzyść pewności stosując według sposobu H w każdym przypadku poprostu wzór (B) z najmniejszą wyszukaną z planu otworów

wartością $z = \frac{t-d}{t}$.

Pozostaje jeszcze zademonstrować obliczenie praktyczne na przykładzie konkretnym, tym samym, co w *Technice Cieplnej* (1929 r. Nr. 11, str. 209—211). Pamiętać należy, że tam z, z_1 i z_2 mają znaczenie nieco odmienne od ustalonego powyżej. Odstępy otworów o średnicy $d = 84$ *mm* w szeregach: podłużnym, poprzecznym i ukośnym wynoszą odpowiednio 350 *mm*, 200 *mm* i 200 *mm*.

A zatem najmniejszą wartością

$$z = \frac{t-d}{t} \text{ jest } \frac{200 - 84}{200} = 0{,}58$$

Wstawiwszy ją we wzór (B) po zastąpieniu k przez R/x, znajdujemy potrzebną grubość ścianki:

$$g = \frac{p.\ D.\ x}{230.R.0{,}58} = \frac{p.\ D.\ x}{133{,}4.\ R}$$ [1])

Różnica nie dochodzi 1%, co jest oczywiście dziełem przypadku. Przy innych danych liczbowych mogłaby być nieco większa. Ale zważywszy, że niema tutaj mowy o obliczeniu ścisłem, albowiem w każdym z proponowanych sposobów przyjmuje się warunki niekorzystniejsze od zachodzących rzeczywiście [2]), widzimy, że obliczenie sposobem H przedstawia tak wielkie zalety wobec sposobu N, że powinno je wyrugować zupełnie. Sposób H jest bowiem oparty na podstawach racjonalnych i daje rachunek o wiele krótszy od nieracjonalnego sposobu N, będąc tylko uproszczeniem sposobu K.

4. **Wnioski.**

Na pytanie czy sposób N podany w artykule R. M. w *Technice Cieplnej* nie jest wystarczający dla normalnego obliczenia kotłów, można teraz odpowiedzieć zdaniem:

$$g = \frac{p.\ D.\ x}{200.\ R.0{,}663} = \frac{p.\ D.\ x}{132{,}6.\ R}$$

[1]) Według sposobu N otrzymano w *Technice Cieplnej* zamiast tego:

[2]) Sieć otworów nie rozpościera się na całej ścianie jak się przyjmuje w założeniach teoretycznych dla uproszczenia, lecz zajmuje z reguły tylko małą część ściany. Przy tym samym zaś odstępie otworów w szeregu, będzie osłabienie paru otworami oczywiście nieco mniejsze niż osłabienie wielką ich liczbą.

Sposób N daje ze stanowiska praktyki wyniki dostatecznie zbliżone, ale ze względu na to, że jak wykazuje referat inż. Klębowskiego i niniejszy, sposób ten nie ma należytego uzasadnienia naukowego, a do tego jest niepotrzebnie skomplikowany, musimy dojść do wniosku, że *należy go odrzucić i zastąpić uproszczonym tutaj sposobem inż. Klębowskiego.*

Według tego sposobu oblicza się potrzebną ze względu na wytrzymałość materjału grubość ścianki walczaka ze wzoru:

$$g = \frac{p.\ D.\ x}{230.\ R.\ z}$$

przyczem

$$z = \frac{t-d}{t}$$

odpowiada *najmniejszej odległości t* otworów w jednym z szeregów (szwów), w których się dają ugrupować.

Uwagi dodatkowe.

Rozważania powyższe stosują się bez zastrzeżeń do kotłów dotychczas rozpowszechnionych, w których średnia temperatura ściany podczas pracy nie przewyższa 200° do 250° C w miejscach najenergiczniejszego transportu ciepła przez ścianę. W razie możliwości wyższych temperatur blachy w kotłach wysokoprężnych przestaje o wytrzymałości kotła (wzgl. pewności obliczenia wytrzymałościowego) decydować *granica plastyczności*, a do głosu przychodzi t. zw. *wytrzymałość trwała* (ang. *„creep limit”*, niem. *„Standfertigkeit“* albo *„Kriechgrenze“*).

Liczne nowsze badania wykazały bowiem, że w stałej temperatorze około 300° i wyższej, różne gatunki stali nie wytrzymują *trwale* t. zn. przez czas praktycznie nieograniczony naprężeń (wytężeń) których wartość nie dochodzi nawet do granicy plastyczności. Pręt próbny obciążony w takich warunkach zachowuje się przy doświadczeniu krótkotrwałem na pozór tak samo, jak w temperaturze pokojowej, czyli przyjmuje odkształconą postać równowagi odpowiadającą modułowi sprężystości materjału, a wydłużenie pręta znika praktycznie po usunięciu obciążenia. Skoro jednak obciążenie pozostawimy dłużej, to dostrzeżemy dalszy aczkolwiek nadzwyczaj powolny przyrost odkształcenia, który w końcu (po kilku dniach, tygodniach, miesiącach lub nawet latach) prowadzi do pęknięcia.

Zjawisko powolnego wzrostu wydłużenia nazwali Anglicy, a za nimi i Niemcy obrazowo „pełzaniem“. To „pełzanie“ materjału jest wprawdzie cechą ważną, ale dla kwestji wytrzymałości nie istotną, o ile po niezbyt długim czasie równowaga molekularna pręta się ustali. Istotnym dla sprawy jest fakt, że znaleziono *granicę wyższą naprężeń* zależną od temperatury, powyżej której nie można osiągnąć równowagi („pełzanie“ trwa praktycznie przez czas nieograniczony); natomiast poniżej tej granicy równowaga po krótszym lub dłuższym czasie się ustala („pełzanie“ się kończy). Tem się tłumaczy dlaczego zaproponowałem dla tej granicy nazwę *„wytrzymałość trwała“*, radząc jednocześnie porzucić stosowaną na łamach *Techniki Cieplnej* „granicę pełzania” lub nawet „pełznięcia“, jako dosłowne tłumaczenie niefortunnej nazwy obcej.

Wytrzymałość trwała maleje w miarę wzrostu temperatury, spadając ze zwykłej stali węglistej przy 600° C do zera. Pomiędzy 300° a 400° C jest ona mniej więcej równa granicy plastyczności, poczem staje się mniejsza od niej i dlatego *pewność* albo obiór wartości *naprężenia dopuszczalnego* winna być stosowana, począwszy od temperatury 200° do 250° C w górę, do wartości *wytrzymałości trwałej* zamiast do *granicy plastyczności.*

Prof. Cz. GRABOWSKI.

ZASADY HYDRAULICZNEJ TEORJI CIĄGU NATURALNEGO

(Por. *Technika Cieplna*, str. 204, 1930).

10. Przykłady naturalnych i nienaturalnych prądów gazów i cieczy w aparatach przemysłu chemicznego.

Procesy technologiczne przemysłu chemicznego zachodzą najczęściej w środowiskach ciekłych i gazowych, lecz konstruktorzy odpowiednich aparatów nie zawsze zdają sobie należytą sprawę z tego, że zjawiska zachodzące w tych aparatach mogą być związane z prawami ciągu naturalnego.

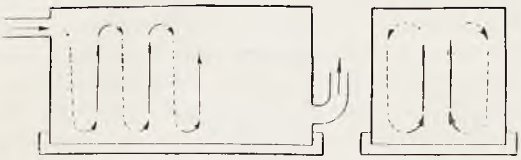
Jako przykład reakcyj w środowisku gazowem służyć może fabrykacja kwasu siarkowego w komorach ołowianych (rys. 40), Według teorji Abrahama [1]) w komorach tych gazy (SO_2, powietrze, para wodna, tlenki azotu, N_2 z powietrza użytego do spalania, S i t. d.) stygnąc koło ścianek komory opadają na dół, a w środku komory wskutek reakcji egzotermicznej unoszą się do

---

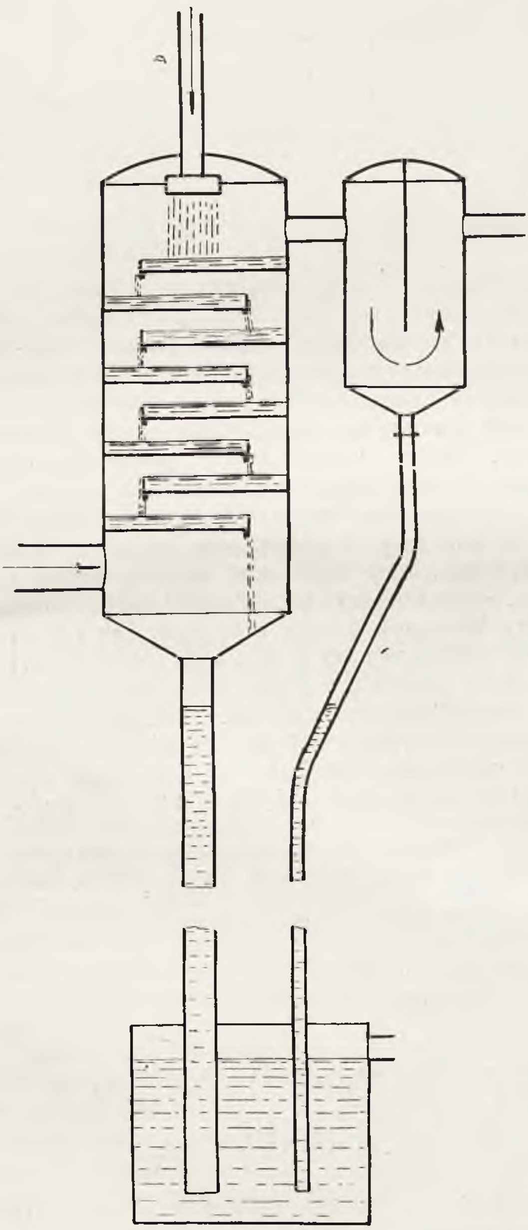
[1]) Ullmann Enzyklopädie d. techn. Chemie X 208 lub Dinglers Polytechnisches Journal 245. 216.

Inż. Karol Abraham około r. 1900 był znanym działaczem przemysłu cukrowniczego na Ukrainie i konstruktorem aparatów tego przemysłu. Niektóre swe prace drukował po polsku w Gazecie Cukrowniczej.

góry. W ten sposób w komorze powstają wiry, które ułatwiają mieszanie się reagentów, a droga, którą gazy przebywają w komorach ołowianych może być uważana jako przykład skomplikowanej naturalnej drogi okólnej.



Rys. 40



Rys. 41

W przemyśle chemicznym znajdujemy specjalny dział aparatów pionowych przeciwprądowych typu t. zw. wieżowego, które służą do reakcyj pomiędzy cieczami i gazami. Aparaty te możemy podzielić na dwa typy: 1) aparaty, w których konstruktor starał się nadać reagentom ściśle określoną z góry wyznaczoną (najczęściej dosyć krętą) drogę i 2) aparaty zapełnione poziomemi sitami lub wieże wypełnione różnemi materjałami obojętnemi (kulkami, pierścieniami, dawniej koksem lub cegłą) w celu zmuszenia reagentów do mieszania się ze sobą. W całym szeregu takich aparatów mamy nienaturalne kierunki prądów gazowych.

Najprostszy przykład aparatów typu wieżowego z prądem nienaturalnym stanowią skraplacze pary wodnej t. zw. barometryczne najczęściej stosowane przy wyparkach wielodziałowych. Para (z niewielką ilością nieskraplających się gazów) wchodzi z dołu w temp. około 50^0, a gazy nieskroplone (lecz nasycone parą wodną) z temperaturą około 20^0 (lub niższą) uchodzą przez łapacz do pompy, która gazy te usuwa i wytwarza próżnię w aparacie (rys. 41) [1]).

Zawdzięczając przeciwprądowemu reagowaniu cieczy z parą, woda chłodząca (którą wprowadzamy jesienią w temp. np. 5^0 — 10^0) ogrzewa się prawie do temperatury pary wlotowej np. do 45^0 lub wyżej. Aparat taki służyć może jako przykład nienaturalnego kierunku gazów spowodowanego tem, że ciecz przepływa przez aparat własnym spadkiem, a faza gazowa w przeciwprądzie, więc z dołu do góry. Aparaty te posiadają kaskadowy przepływ wody i jak widzimy z rysunku dokładnie wytkniętą krętą drogę gazów. *Ścisłe* zetknięcie fazy gazowej z fazą ciekłą odbywa się tu jedynie na skrzyżowaniu pionowego prądu cieczy z poziomym prądem gazowym [2]).

O ile brzegi półek, przez które przelewa woda, ustawione są ściśle do poziomu [3]),

---

[1]) W skraplaczu tym rura t. z. barometryczna z odpowiedniem *zamknięciem hydraulicznem* służy jedynie do usuwania wody z pod próżni i może być zastąpiona przez zwykłą pompę wodną tłokową lub wirową. W aparatach tych staramy się obniżyć jak najdalej temperaturę fazy gazowej, aby: 1) zmniejszyć objętość właściwą uchodzących gazów, 2) oraz zmniejszyć zawartą w nich ilość pary wodnej; jednem słowem staramy się *zmniejszyć objętość gazów* usuwanych przez pompę. Należyte wyzyskanie przeciwprądu daje możność osiągnięcia tego celu przy minimalnem zużyciu wody chłodzącej.

Sprawę tę omówiłem szczegółowo w specjalnym artykule (opracowanym wraz z inż. chem. Zbigniewem Margasińskim asystentem zakładu maszynoznawstwa ogólnego i chemicznego Politechniki Warsz.): „Zjawiska w barometrycznych skraplaczach przeciwprądowych" (Gaz. cukr. r. 1930, Nr. 5, 6, 7).

[2]) W skrzyżowaniu tem czas zetknięcia i inne warunki nie sprzyjają ustaleniu się równowagi fizycznej pomiędzy fazami, t. j. woda chłodząca nie ogrzewa się jeszcze do temperatury pary wodnej, która uchodzi z tego skrzyżowania. Dlatego też skraplacze takie wymagają znacznie większej liczby półek od teoretycznej (co omówione zostało w wyżej wymienionej pracy).

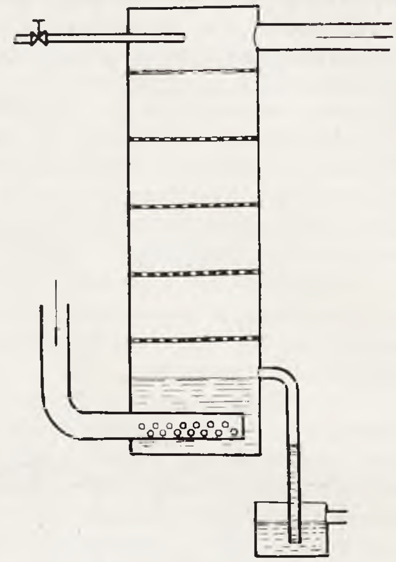
[3]) W tym celu półki posiadać powinny specjalne listwy regulujące (które omówiliśmy w wyżej wymienionej pracy).

trudno dopatrzeć się ujemnych skutków nienaturalnego kierunku fazy gazowej. Jeżeli jednak wskutek wadliwego ustawienia półek woda przelewa się nierównomiernie i ścianka wodna nie zajmuje całego przekroju prądu pary, to gorące gazy, omijając ściankę wodną, uciekają w górę, wskutek czego sprawność aparatu znacznie się zmniejsza. Co innego mielibyśmy, gdyby aparat pracował współprądowo, t. j. gdyby para wchodziła do aparatu z góry, a nieskroplone gazy uchodziły z dołu (nad rurą barometryczną); wdół opadałyby tylko gazy zimniejsze, więc niewielkie niedokładności w ustawieniu półek nie zmniejszałyby sprawności aparatu. Niestety, przy współprądzie temperatura wody barometrycznej nie mogłaby być wyższa od temperatury nieskroplonych gazów, co spowodowałoby znacznie większe zużycie wody do skroplenia pary niż w aparacie przeciwprądowym.

Drugi analogiczny przykład stanowią przeciwprądowe płóczki do gazów, np. do gazu z pieca wapiennego (zwanego w cukrownictwie gazem „saturacyjnym"). Gazy wchodzą do płóczki z temp. 300°—200°, uchodzą zaś w temperaturze 40°—10° [1]); w dobrze urządzonych płóczkach woda odchodzi w temp. 60° lub wyższej, a więc w temperaturze wyższej od temperatury uchodzącego gazu. W aparacie tym mamy również nienaturalny kierunek gazu (rys. 42). Sprawność aparatu zależy od należytego zorganizowania prądów gazu i cieczy, t. j. od konstrukcji półek (inaczej zwanych talerzami). Przykład takich półek podany był w rozdz. 5 (rys. 6). I tutaj dzięki dobremu zorganizowaniu prądu gazowego trudno dopatrzeć się ujemnych skutków nienaturalnego kierunku gazów.

[1]) W aparatach tych tak samo jak i w skraplaczach maksymalne możliwe chłodzenie gazu saturacyjnego bywa pożądane ze względu na sprawność pompy gazowej. Sprawę tę omówiłem szczegółowo w artykule (opracowanym również wraz z p. inż. Margasińskim): „Zasady badania zjawisk w płóczkach do gazu saturacyjnego metodą graficzną" (*Gaz. Cukr.* 1926 Nr. 48, 49).

Co innego byłoby, gdybyśmy w skraplaczu lub w płóczce dali półki sitowe [1]), lub



Rys. 42

aparaty te wypełnili materjałem t. zw. obojętnym, dającym dużą powierzchnię zetknięcia cieczy z gazem. Wtedy w aparacie mielibyśmy naturalne opadające prądy konwekcyjne, które hamowałyby prąd stygnących gazów i zmniejszały sprawność aparatów.

Racjonalną konstrukcję aparatów sitowych widzimy w płóczkach systemu Kubierschky'ego. Aby zachować zasadę przeciwprądów, konstruktor pozostawił ogólny nienaturalny kierunek gazów taki sam, jak i w płóczkach zwykłych (rys. 42), lecz lokalne zetknięcie fazy gazowej z fazą ciekłą uskutecznia on we współprądzie tych faz, nadając gazom naturalny kierunek z góry na dół i w ten sposób zapewnia należyte wypełnienie aparatu prądem gazowym (rys. 43 i 44). (*D. c. n*).

[1]) Sita w tego rodzaju aparatach wieżowych stosowane być mogą jedynie do takich cieczy, które nie dają osadów, w przeciwnym bowiem razie oczka sit po pewnym czasie zostaną zatkane.

II-GA MIĘDZYNARODOWA KONFERENCJA ENERGETYCZNA W BERLINIE

Pomiędzy 15-ym a 25-ym czerwca b. r. miała miejsce w Berlinie II-ga Międzynarodowa Konferencja Energetyczna t. j. konferencja poświęcona kwestji wyzyskania źródeł energji. Obfity materjał w postaci referatów, zgłoszony na konferencję, został podzielony na sekcje w liczbie 34, zależnie od omawianego tematu; materjał ten był streszczony w czasie posiedzeń poszczególnych sekcyj przez generalnego referenta, poczem, o ile czas pozwalał, odbywała się dyskusja. Udział w dyskusji, oraz jej treść podlegały zgłoszeniu pisemnemu w prezydjum sekcji przynajmniej na dwa dni wcześniej, co było możliwe dzięki wydrukowaniu wszystkich referatów. Zgłoszenie zaś pisemne treści było konieczne ze względu na zastosowany po raz pierwszy sposób wygłaszania przemówień; przemówienie referenta było jednocześnie tłomaczone na język angielski, francuski i niemiecki i zapomocą instalacji telefonicznej transmitowane na salę. Przed słuchacza-

mi znajdowały się słuchawki, oraz kontakty, które umożliwiały wybór przemówienia w jednym z trzech języków.

Równocześnie w czasie Konferencji odbywał się szereg wycieczek do zakładów przemysłowych i trzeba przyznać, zorganizowane były, poza wyjątkami, bez zarzutu. Uczestników wycieczek zabierano z przed gmachu Konferencji i tamże odstawiano, na miejscu zaś przydzieleni inżynierowie i tłómacze udzielali wskazówek; kierunek przejścia wycieczki przez zakład przemysłowy był uprzednio wyznaczony strzałkami i sznurami.

Z referatów wygłoszonych na Konferencji interesowały nas głównie wygłoszone w sekcjach: 10-ej (turbiny parowe i maszyny tłokowe), oraz 11-ej (kotły i paleniska).

W pierwszej referentem był prof. E. Josse, a w drugiej dr. F. Münziger. Postaramy się tu streścić nie tyle przemówienia referentów, co treść ciekawszych referatów, zaczynając od sekcji 11-ej.

Szwecja. Inż. O. Wiberg. *Para wysokoprężna i wysokoprzegrzana w siłowniach.*

Konstruktorzy turbin zwrócili swe wysiłki w kierunku podniesienia sprawności przez podwyższenie ciśnień i temperatur dolotowych; podniesienie ciśnień nie sprawiło trudności, natomiast podniesienie temperatur napotkało na przeszkodę w postaci pogorszenia własności mechanicznych materjału; granicy tej narazie nie można przekroczyć.

Referat inż. O. Wiberga omawia próby, przeprowadzone w Szwecji nad wyborem materjału odpowiedniego dla wyższych temperatur.

Referat ten byt podany w streszczeniu przez inż. R. Brokowskiego w Nr. 11 „*Techniki Cieplnej*" r. ub.

Węgry. Dypl. Inż. W. J. Erdös. *Tendencje rozwoju nowoczesnych rusztów o dużej wydajności.*

Ruszty mechaniczne zostały w ostatnich czasach znacznie ulepszone. Pod rusztami mechanicznemi autor rozumie ruszty łańcuchowe i stokery. Zagadnienie, które z nich nadają się dla szerszej liczby sortymentów węgla, jest żywo dyskutowane. Z dyskusji wynika, że rozwój tych rusztów jeszcze nie zakończył się, natomiast trudno jest ująć kierunki konstrukcyjne rusztów. Tłómaczy się to szybkim rozwojem kotłów oraz indywidualnym rozwojem palenisk w poszczególnych krajach; wymiana zaś zdań na temat celowości poszczególnych konstrukcyj jest zawsze siłą rzeczy opóźniona.

Największą zaś przeszkodą dla kierunków konstrukcyjnych rusztów jest różnorodność gatunków paliwa. Studja nad spalaniem doprowadziły do budowy wyższych komór paleniskowych, bez sklepień zapalających, z regulacją powietrzą dopływającego do poszczególnych części rusztu, z podgrzewaczem powietrza.

Ruszty mechaniczne dzielą się na posuwowe i z ruchem zwrotnym. Przy pierwszych paliwo zajmuje położenie niezmienne w stosunku do rusztowin, przy drugich paliwo przesuwa się w stosunku do rusztu — należą tu wszelkiego rodzaju ruszty podsuwowe, nasuwowe, z ruchem falistym.

Literatura podaje, że podsuwowe paleniska można stosować dla węgli o warunkach:

1) części lotnych najmniej 14—15%;
2) punkt topienia szlaki ponad 1250° C;
3) maximalna zawartość popiołu 20%, wilgotność niżej 10—15%.

Porównanie rusztów posuwowych i podsuwowych wskazuje:

1) przy spalaniu tych samych gatunków paliwa, nadających się dla obu rodzajów rusztów, można osiągnąć tę samą sprawność.
2) regulacja jest jednakowo łatwa, toż samo dotyczy rozpalania.
3) ruszt podsuwowy jest mniej wrażliwy na grubość ziarna w granicach 0 — 80*mm*.
4) ruszt podsuwowy może być budowany w różnych szerokościach.
5) ruszt posuwowy pozwala na spalanie wilgotniejszego paliwa.

Na zasadzie przytoczonych w referacie doświadczeń autor dochodzi do wniosku, że nowoczesne ruszty *nasuwowe* dają możność, nawet przy niskich wartościach opałowych, osiągnięcia wydajności rusztów podsuwowych i łańcuchowych, spalających dobre węgle.

Budowa rusztów nasuwowych winna odpowiadać następującym warunkom:

1) budowa powinna pozwalać na duże powierzchnie rusztu, przyczem długość winna być minimum 6 *m*, a szerokość 12 *m*. Napęd winien znajdować się z przodu kotła.
2) Ruszt winien mieć możność dokładnej regulacji posuwu w kierunku podłużnym, możność różnych posuwów w poszczególnych strefach.
3) Podmuch z regulacją strefową.
4) Napęd prosty, mocny i pewny.
5) Części, leżące w ogniu, winny być zbudowane z materjałów odpornych, nie podlegających deformacjom.
6) Ruszt winien mieć możność zastosowania dla różnych paliw.

Niemcy. Prof. Dr. Inż. P. Rosin. *Paleniska.*

Palenisko oszczędne musi odpowiadać trzem warunkom: 1)—niski koszt węgla, 2)—małe zużycie kapitału, 3)—niski koszt ruchu.

W Niemczech współzawodniczą ze sobą węgiel kamienny i brunatny. Odbija się to na kwestji instalowania kosztowniejszych palenisk celem obniżenia zużycia węgla; przy węglu brunatnym nie opłaca się to, gdyż oszczędności osiągnięte na ilości węgla nie pokrywają kosztu nadwyżki kapitału, poświęconego na ten cel; powiększenie zaś kosztów zakładowych przy opalaniu węglem kamiennym jest ograniczone konkurencyjnym kosztem pary, wytworzonej na węglu brunatnym, zwłaszcza tam, gdzie siłownie, oparte o te dwa gatunki paliwa, oddają prąd do wspólnej sieci.

Podwyższenie kosztów zakładowych nie jest również pożądane wobec istniejącego w Niemczech braku kapitału i wysokiej stopy procentowej.

Wybór węgla brunatnego, czy kamiennego zależy od położenia siłowni, przyczem siłownie, oparte na węglu brunatnym, stawia się na kopalni; wybór zaś sortymentu węgla kamiennego zależy od warunków lokalnych.

W roku 1928 zainstalowano w Niemczech rusztów ruchomych bez podwiewu — 36.5%, rusztów ruchomych z podwiewem — 33%, palenisk na pył — 16%, rusztów podsuwowych —9,5%, rusztów Martin'a — 2,5%.

Dążenie do obniżenia kosztów zakładowych pociągnęło znaczne ulepszenia w budowie palenisk. Małe paleniska ze sklepieniami zapalającemi ustąpiły miejsca dużym komorom spalania. Zastosowano podmuch, podmuch strefowy, podgrzanie powietrza, wtórne powietrze, wiry, zwiększono promieniowanie, ruszty stałe dla węgla brunatnego zastąpiono ruchomemi; obciążenie rusztów posuwowych zwiększono trzykrotnie: obecna wydajność tych ostatnich, licząc na 1 *m* szerokości kotła, równa się wydajności palenisk na pył.

Obciążenie palenisk, liczone na 1 *m* szerokości kotła, na której można zbudować 200 m^2 powierzchni ogrzewalnej, wynosić może przy węglu kamiennym 12.10^6 *cal/m.* Tę samą wydajność można osiągnąć na rusztach z podwiewem strefowym i na paleniskach na miał z węglem o wartości minimum 4000 *cal/kg.* Obecne paleniska pozwalają przy długości walczaka 10 *m* kotła opalanego węglem brunatnym, wytworzyć 90 *t/godz.* pary normalnej, zaś przy węglu kamiennym 160 *t/godz.*

Byłoby korzystne połączyć małe instalacje w instalacje z kotłami po 1000 m^2 pow. ogrz., brak jednak gotówki stoi temu na przeszkodzie.

Statystyka wykazuje, że w ciągu ostatnich pięciu lat średnia powierzchnia ogrzewalna kotła z rusztem posuwowym nie uległa zmianie ($\sim$ 350 m^2); wzrosła natomiast wielkość kotła z rusztami mechanicznemi pochyłemi i nieckowatemi dla węgla brunatnego.

Tłumaczy się to tem, że pierwsze spotyka się w zakładach przemysłowych, drugie w elektrowniach.

Szybki rozwój kotłów pociągnął za sobą obecne jeszcze niedostosowanie kotła i paleniska. Nowe kształty palenisk wymagają dostosowania kształtów kotłów, aby tworzyły kompletną całość; część powierzchni kotła powinna tworzyć paleniska (kotły opromieniowane), co jest łatwiejsze do osiągnięcia przy większych jednostkach.

Celem stworzenia podstaw koordynacji kotła i paleniska, konieczne jest zbadanie możności obciążenia komór paleniskowych, jak również przewodzenia ciepła przez ścianki kotłów, przegrzewaczy, podgrzewaczy wody i powietrza.

Wpływ na zmiejszenie kosztów zakładowych ma elastyczność, regulacja i pewność ruchu, które tak zostały udoskonalone, że stają się zbędne rezerwy na pokrycie zaburzeń obciążenia. Ruszty podmuchowe z podziałem na strefy, paleniska na pył i paleniska nieckowate, przy dostatecznej rezerwie ciągu, mają elastyczność większą, niż jest potrzebna dla kotów.

Powyższe dotyczy górnej granicy elastyczności, dolna zaś zależy od paleniska i od paliwa; najniekorzystniejsze pod tym względem są paleniska z dużym zapasem węgla.

Przy wahaniach 1 : 4 jest korzystniej pędzić kotły z małem obciążeniem, niż niektóre z nich odstawiać, gdyż działa to szkodliwie na obmurze. Nowe ruszty ruchome mają zakres regulacji 1 : 8. Paleniska na pył, prowadzone na węglu o zawartości 10% części lotnych, mają zakres regulacji 1 : 20, zaś przy węglu o 810% zawartości lotnych — 1 : 4.

Do pojęcia regulacji należy możność odstawienia kotła, a następnie uruchomienie go na pełne obciążenie; — nowoczesne paleniska pozwalają po 24 godzinach postoju uruchomić kocioł w ciągu kilku minut.

Palenisko jest tem pewniejsze, im rzadziej zachodzą przerwy, im mniej ma części narażonych na zużycie; do najpewniejszych należą paleniska na pył, gazowe, ropowe; również do nich należą ruszty posuwowe, gdzie możliwa jest stała kontrola części i ewentualne drobne reparacje w czasie ruchu. Tego nie mają ruszty na węgiel brunatny, choć ze względu na większą wilgotność paliwa są mniej narażone na niszczenie.

Wrogiem palenisk jest popiół, który niszczy ścianki, zasypuje rurki. Przeciwko wżeraniu się popiołu w ścianki komory nie mamy żadnych środków zapobiegawczych. Wyłania się tu konieczność obniżenia obciążenia komory, celem zapewnienia sobie jej trwałości. Usunięcie więc popiołu z paliwa jest ważnem zagadnieniem.

Aby porównać koszty ruchu palenisk, należy koszt mielenia, koszty zakładowe składów, transport węgla ze składów do palenisk, czyli czynniki zależne od warunków lokalnych, zaliczać do kosztów paliwa.

Koszt obsługi zmniejsza się z wielkością instalacji i z mechanizacją. Dziś jeden palacz może obsługiwać dwa paleniska mechaniczne dla węgla brunatnego dla kotłów 2000 — 3000 m^2 pow. ogrz. Przy paleniskach na pył 1 maszynista wystarcza na 8000 m^2 pow. ogrz. W dużych siłowniach liczy się jednego człowieka na 100 ton/godz. pary, biorąc pod uwagę dozór, zasilanie, obsługę bunkrów i odpopielanie. Dalsze zmniejszanie obsługi pociąga wzrost kosztów (wyższe wymagania — wyższe płace).

Na automatyzację należy patrzeć z punktu zapobiegania wahaniom równowagi między paleniskiem, a produkcją pary, a nie z punktu oszczędności obsługi. Drugim celem automatyzacji jest oszczędność węgla drogiego. Przy węglu brunatnym ograniczamy się do regulacji zasuwy kominowej dla bateryj kotłów; dopływ węgla do palenisk bywa sterowany ręcznie. Koszt konserwacji nowoczesnych palenisk jest naogół niższy i stoi w związku z ich większą pewnością ruchu.

Niemcy- Dr. Inż-F. Marguerre. *Kotły.*

W budowie kotłów dążymy do:

1) Wytworzenia większej ilości pary z danej ilości kalorji.
2) Wytworzenia z danej ilości kalorji pary o większej wartości energetycznej.
3) Zwiększenia wydajności przy zadanych kosztach zakładowych.

Pierwsze wymaga zmniejszenia strat paleniska, co można osiągnąć drogą automatyzacji. Obniżenie zaś straty kominowej, a co zatem idzie wzrost sprawności, drogą powiększenia powierzchni ogrzewalnej, ma swą granicę, zależną od ilości godzin pracy kotła i kosztu paliwa.

Drugie jest kwestją ciśnień i temperatur. Statystyka w Niemczech wykazuje, że przeważa budowa kotłów 15—20 at (1928 r. — 35,2 %), a od 1925 do 1928 r. nie widać tendencji powiększania ilości kotłów budowanych na ciśnienie wyższe od 30 atn.

Korzyści wysokich temperatur i ciśnień w związku z regeneracją mają duże znaczenie dla instalacyj, pra-

cujących z przeciwciśnieniem. Autor oblicza, że zastosowanie tego układu w przemyśle brykietowym dałoby w Niemczech około 5.000.000 *kWh* rocznie energji odpadkowej.

W dziedzinie instalacyj kondensacyjnych ustaliło się ciśnienie do 35 *atn*, „choć również pracują z powodzeniem instalacje 60 — 200 *atn* (Schmidt, Loeffler, Benson).

Zastosowanie wysokich ciśnień, temperatur i obciążeń powierzchni ogrzewalnej wymaga dobrego materjału; wydaje się tu odpowiednią stal z dodatkiem 0,3% molibdenu. Większa wytrzymałość pozwala na mniejszą grubość ścianek, co ma duże znaczenie, gdyż przy tem samem osłabieniu walczaka jest lepsza cyrkulacja wody w rurkach (większy przekrój).

Odnośnie punktu 3 należy stwierdzić, że duże jednostki kotłowe obniżają koszty zakładowe. W Niemczech najwięcej buduje się kotłów 300, 500 i 1000 m^2 pow. ogrzewalnej, Wielkość powierzchni zależna jest od długości walczaka. Można przewidywać, że ukażą się na rynku walczaki spawane o długościach 13 — 14 metrów, co pozwoli na znaczne podniesienie produkcji pary z jednostki. Przy kotłach do 30000 *KW* można osiągnąć oszczędności przy budowie kotła i kotłowni, poczem znów koszt zaczyna rosnąć ze względu na koszt konstrukcyj żelaznych o dużej rozpiętości.

Zmniejszyć koszta zakładowe można przez powiększenie powierzchni ogrzewalnej leżącej w palenisku gdyż wtedy można stosować wysokie podgrzanie powietrza i silniej forsować palenisko.

Ustawienie akumulatorów pary również zmniejsza koszta zakładowe.

Niemcy Dr. Inż. E. Koenemann. *Nowy obieg o dwóch czynnikach dla celów wytwarzania mocy.*

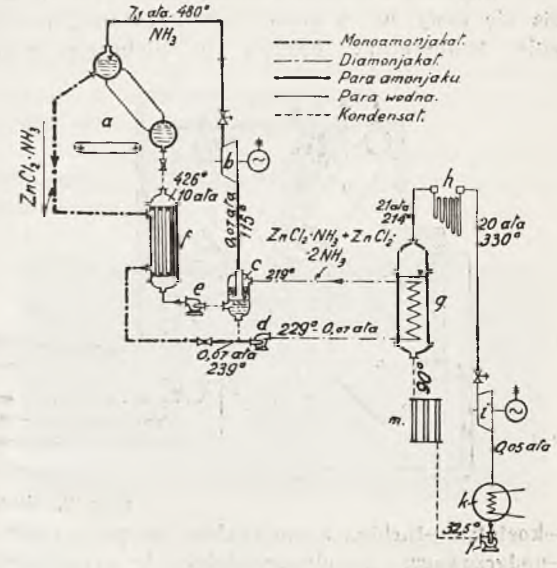
Dążenie do wyzyskania dla obiegów cieplnych wysokich temperatur (sprawność) przy jednoczesnem zastosowaniu niskiego ciśnienia, (pewność ruchu) pociągnęła stworzenie, oprócz znanych już obiegów para rtęci — para wodna, para diphenyloxydu — para wodna, nowego obiegu, a mianowicie para amoniaku — para wodna. Różni się on od poprzednich tem, że zamiast odparowania i kondensacji wprowadza koncentrację w miarę wytwarzania pary i rozcieńczenie przy pochłanianiu pary. Zamiast dwuczynnikowego obiegu z kondensacją, powstał dwuczynnikowy obieg, oparty na absorbcji. W pierwszym obiegu użyta jest para amoniaku, w drugim para wodna.

Djamonjakaty, sole zawierające związany amonjak, w miarę podnoszenia temperatury, wydzielają pary amoniaku, tworząc monoamonjakaty, te zaś w temperaturze niższej pochłaniają pary amoniaku.

Dla obiegu Koenemann'a wchodzi w grę związek $Zn\,Cl_2 . 2NH_3$, który przechodzi w monoamonjakat $Zn\,Cl_2 . NH_3$.

Schemat obiegu podajemy na rys. 1.

Obieg pierwszy: w kotle „*a*“ wytwarza się para amonjaku NH_3 o ciśnieniu 7,1 *ata* i tem. 480° C, rozpręża się w turbinie „*b*“ do ciśnienia 0,07 *ata* i temp. 115° C i idzie do pompy kondensacyjnej. Amonjakat, wtryskiwany do pompy „*c*“ o temp. 219° C pochłania pary amonjaku i tworzy diamonjakat; pary amonjaku oddają ciepło skraplania. Pompa „*c*“ tłoczy diamonjakat przez podgrzewacz „*f*“ i wentyl redukcyjny do kotła.



Rys. 1. Schemat pracy instalacji Koenemanna
a—kocioł; b—turbina amonjakalna; c—pompa kondensacyjna; d—pompa przetłaczająca; e—pompa kotłowa; f—przegrzewacz; g—odparowalnica; h—przegrzewacz; i—turbina parowa; k—kondensator; l—pompa zasilająca; m—podgrzewacz.

Amonjakat, zabierany z kotła, przechodzi przez podgrzewacz „*f*“ i wentyl redukcyjny, który redukuje ciśnienie do 0,07 *atn*, temperatura wynosi 239° C.

Pompa „*d*“ zabiera z pompy „*c*“ diamonjakat, oraz z przewodu kotłowego amonjakat i przetłacza przez podgrzewacz „*g*“ do mieszalnika „*c*“ z powrotem.

Obieg drugi. Woda, przepływając przez podgrzewacz „*g*“, zamienia się w parę o ciśnieniu 21 *ata* i 214° C, przepływa przez podgrzewacz „*h*“, w którym przegrzewa się do 330° C, rozpręża się w turbinie do przeciwciśnienia 0,05 *ata*. Pompa „*l*“ przetłacza kondensat o temperaturze 32,5° C przez podgrzewacz, ogrzewany spalinami do parowalnika „*g*“.

Wygląd instalacji podaje rys. 2, zaś celem porównania cieplnego układu Koenemann'a z instalacją parową podajemy tu 2 wykresy Senkey'a (rys. 3).

Czy obiegi absorpcyjne jednoobiegowe nie zyskają na znaczeniu, wykaże przyszłość.

Szwajcarja W. R. Felix i W. G. Noack. *Wpływ ciśnienia pary, przegrzania międzystopniowego, odwodnienia, pobierania i mocy turbin na wysokość najkorzystniejszego ciśnienia pary.*

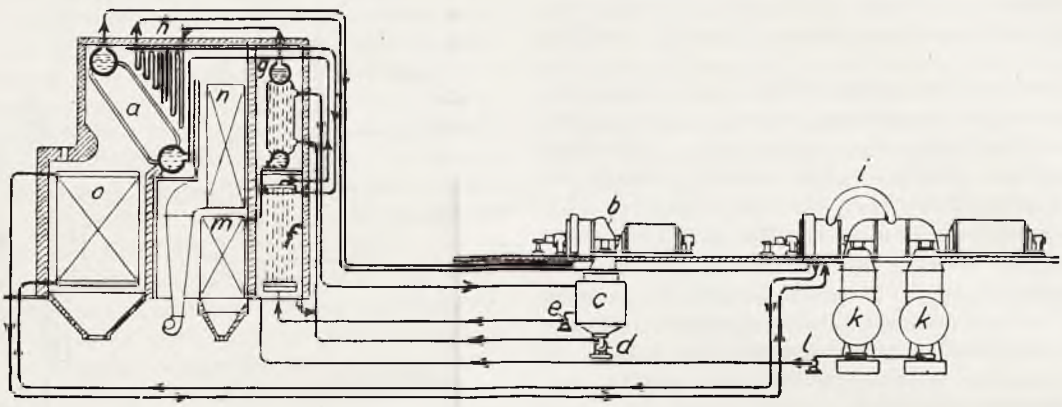
Autorzy zestawiają czynniki, wpływające na zmniejszenie zużycia pary i określają najkorzystniejsze ciśnienie instalacji. Wraz ze wzrostem ciśnienia maleje objętość pary, zmniejsza się wysokość łopatek, wzrastają straty szczelinowe i dławnicowe; dla każdego ciśnienia istnieje pewna minimalna moc graniczna, poniżej której wyższe ciśnienie nie opłaca się.

Wzrost ciśnienia i temperatury wymaga wzrostu „Σu^2“, jeśli chcemy zachować tę samą sprawność łopatek; możemy to osiągnąć drogą zmniejszenia łopa-

tek i średnic kół i bębnów, a zwiększając ilość stopni i osłon, jednak tylko do pewnych granic.

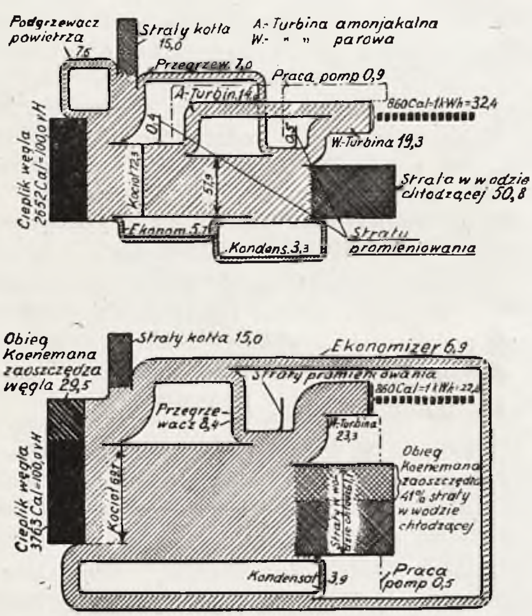
Zwiększenie ciśnienia może spowodować wydzielanie się wody już w części wysokoprężnej, powiększenie temperatury odsuwa to niebezpieczeńswo·

Przegrzewanie międzystopniowe zmniejsza te korzyści, gdyż wzrasta cieplik pary i mniej jej potrzeba dla celów podgrzewania. Trzeba przeto pobieranie pary dla tych celów stosować możliwie daleko od punktu doprowadzenia pary przegrzanej między stopniami.



Rys. 2. Instalacja Koennemanna.
a—kocioł; b—turbina amonjakalna; c—pompa kondensacyjna; d—pompa przetłaczająca; e--pompa kotłowa; f—podgrzewacz; g—odparowalnica; h—przegrzewacz; i—turbina parowa; k—kondensator; l—pompa zasilająca m — podgrzewacz wody; n — podgrzewacz powietrza; o—przegrzewacz międzystopniowy.

W każdym razie, ponieważ wysokość przegrzania jest ograniczona ze względu na materjał, już przy 50 *ata*, 450° C i 0,04 — 0,05 *ata* wilgotność wynosi 10 — 12% i poczynając od tej granicy, stosowane jest zazwyczaj przegrzanie międzystopniowe. Jeśli wilgotność przekracza tę cyfrę, bywa również stosowane zamiast przegrzania odwodnienie międzystopniowe i międzyosłonowe, celem zabezpieczenia łopatek od szkodliwego wpływu wody.



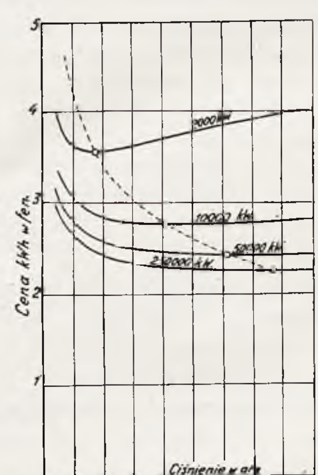
Rys. 3. Wykres Sankey'a dla instalacji parowej.

Ponieważ zawartość cieplna wody wzrasta wraz ze zwiększeniem ciśnienia, przeto pobieranie pary dla celów podgrzewania wody ma wpływ na wysokość ciśnienia roboczego. Im więcej pobiera się pary dla celów podgrzewania wody, tem większe są korzyści.

Wszystkie te wpływy autorzy ujęli w tablice wykreślne. Opierając się na tych wykresach, można stwierdzić, że dla turbin o mocy 50.000 *kW* nie opłaca się zwiększać ciśnienia ponad 120 — 130 *atn.*

Szwajcarja Prof. Dr. A. Stodola. *Postępy techniczne na polu budowy maszyn parowych w Szwajcarji.*

Najważniejszym krokiem w dziedzinie wytwarzania energji elektrycznej zapomocą pary było wprowadzenie wysokich ciśnień i temperatur z jednoczesnem wyzyskaniem pobierania dla celów podgrzewania wody zasilającej. Zwróciły na to dużą uwagę f-my szwajcarskie, budujące turbiny. Pozatem zwrócono

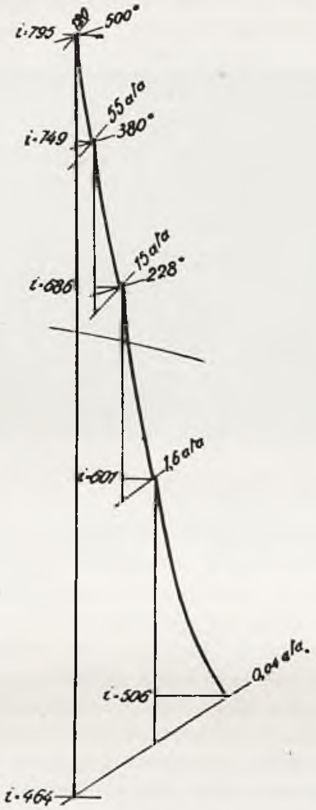


Rys. 4. Koszty własne kWh instalacji przy cenie paliwa 4 fen/10000 kCal i spółczynniku obciążenia 0,5.

uwagę na udoskonalenie konstrukcji, celem polepszenia pewności ruchu i trwałości. Należy tu wskazać na opanowanie dużych mocy jednostkowych w związku z podniesieniem liczby obrotów do 3000 na min.

Pierwsze instalacje wysokoprężne wyszły od firm szwajcarskich, a więc: Langerbrugge 56 *atn* i 200 *ata*, Siemens w Berlinie 100 *ata* i 180 *ata*, Mannheim 95 *ata*, Zürich 50 *ata*.

Przy budowie pierwszych tych instalacyj napotkano na trudności z doborem materjału, pierwsze osłony wykonano ze stali kutej; później zaczęto stosować stal laną z dodatkiem molibdenu.



Rys. 5. Wykres entropowy.

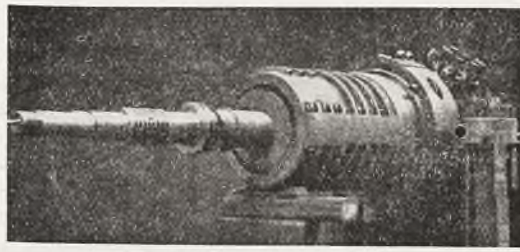
Chcąc zdać sobie sprawę z rentowności instalacji wysokoprężnej, trzeba wziąć pod uwagę turbinę, kondensację, generator, oraz kocioł z całym osprzętem; budynki, fundamenty, warsztaty, wodę chłodzącą, urządzenie sanitarne, moc instalacji, spółczynnik obciążenia, koszt paliwa, wielkość sieci zewnętrznej.

Uzyskać te dane jest trudno; Stodola podał w referacie dane firm szwajcarskich. Na ich zasadzie dla turbin 3 i 4-osłonowych, z przegrzaniem międzystopniowem i bez, wynika, że dla każdej mocy istnieje ciśnienie, przy którem zużycie cieplika jest najniższe, wpływa na to pogorszenie sprawności części wysokoprężnej i wzrost strat dławnicowych w miarę wzrostu ciśnienia.

Autor zestawił koszta własne 1 *kWh* w funkcji ciśnień i mocy, przyjmując cenę 10000 *kCal.* na 4 fen. i spółczynnik obciążenia 0,5 (rys. 4). Pozatem zestawił koszt 1 *kWh* siłowni 95 *ata* i 25 *ata* przy zapotrzebowaniu 33.000.000 *kCal.* dla celów fabrykacyjnych. Koszt 1 *kWh* przy 2500 godz. w roku wypadł 2,84 *cts.* i 2,89 *cts.* Daje to podstawy do twierdzenia, że koszt 1 *kWh* wytworzonego w siłowni cieplnej może być niższy od kosztu 1 *kWh* w siłowni wodnej.

Następnie autor omawia kwestje techniczne, a więc rdzy i erozji, drgań i naprężeń cieplnych; rdza wymaga zastosowania nierdzewiejących materjałów i oprócz tego szczelności organów odcinających, odprowadzenia oparów, występujących z powodu nieszczelności w czasie postoju, opracowania przepisów o odstawianiu maszyn.

Erozja pociągnęła konieczność odwadniania, ew. zmniejszenia wilgotności pary; autor omawia stosowane konstrukcje.

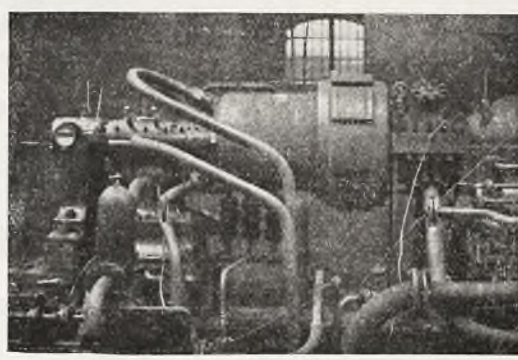


Rys. 6. Część wewnętrzna pierwszej osłony.

Celem usunięcia drgań stosuje się zakładanie łopatek na gorąco i składanie bębnów z tarcz bez otworów. Wydłużenia cieplne wymagają odpowiedniego umieszczenia punktów stałych i prowadnic, stosuje się obecnie punkty oparcia przegubowe.

Dążenie do uzyskania możliwie ciepłego kondensatu przy dobrej próżni doprowadziło do budowy kondensatorów, gdzie skropliny odpływają na boki, nie spadając na rurki niżej położone.

Firma Escher Wyss unika erozji przez niklowanie łopatek; kwestję zaś wydłużeń cieplnych opanowuje, stosując nie więcej, niż 2 osłony i sztywne sprzęgło.



Rys. 7. Wygląd zewnętrzny pierwszej osłony.

Firma Oerlikon unika korozji przez dobór materjału (angielska stal chromowa); wpływu wydłużeń cieplnych przewodu doprowadzającego unika przez urządzenie osobnej skrzynki dla organów regulacyjnych, połączonej z osłoną giętkiemi rurami.

Firma Oerlikon pierwsza zbudowała generator na 50.000 *kW* przy 3000 *obr.* Stało się to możliwe przy zastosowaniu aluminjum dla uzwojeń wirnika. Każdy wirnik badany jest przez wiercenie i dynamicznie na obroty większe o 25% od normalnej liczby; wymiary po próbie sprawdza się do 1 : 1000 *mm* sta-

łego odkształcenia. Pierwszy taki generator otrzymała elektrownia w St. Denis pod Paryżem.

Ciekawe jest porównanie kosztów 1 *kWh* takiej instalacji o jednym generatorze, ustawionym w osi z turbiną i instalacji o dwóch generatorach układu sprzężonego (cross-compound). Autor przeprowadził rachunek dla instalacji 50.000 i 70.000 *kW* (budowa generatora na 70.000 *kW* jest możliwa).

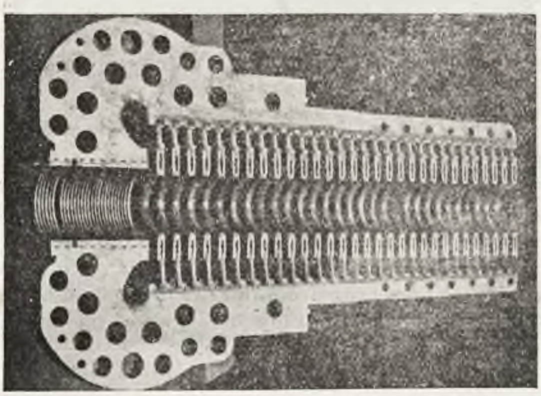
Warunki: 50 *ata*, 450° C; $p_0 = 0{,}034 - 0{,}037$ *ata*.

Układ:	Linja	Sprzężony	Linja	Sprzężony
	50.000 *kW*		70.000 *kW*	
cts/1 *kWh*	3,93	4,08	3,64	3,75

W końcu referatu omawia autor kotły doświadczalne Sulzer'a i lokomotywy turbinowe.

Niemcy. Prof. Dr. Inż. E. A. Kraft. *Ekonomiczne podstawy krytyki nowoczesnych maszyn parowych.*

Wysokość ciśnień roboczych dla instalacyj kondensacyjnych w obecnych czasach ustaliła się niższa



Rys. 8. Połówka wewnętrznej części pierwszej osłony.

od 50 *ata* i 500° C. Statystyka to potwierdza. Możność stosowania temperatur wyższych budzi zainteresowanie, śledzone są z uwagą wyniki pracy w siłowniach Delroy i Detroit (540° C).

Wzrost ciśnień pociąga zmniejszenie ilości pary przepływającej i wzrost strat szczelinowych; każdemu więc ciśnieniu odpowiada pewna moc minimalna, przy tórem stosowanie tego ciśnienia się opłaca. Górna zaś granica mocy zależy od przekroju wylotowego.

Dla turbin kondensacyjnych o jednostrumieniowym przepływie pary, dla średnich ciśnień, przy obrotach 3000 na min. moc graniczna maksymalna waha się od 11.000 — 20.000 *kW*.

W Europie dla celów przegrzewania międzystopniowego bywa używana para, w Ameryce gazy spalinowe kotłów, ew. specjalnie opalane przegrzewacze.

Prawie wszystkie nowsze siłownie z turbinami kondensacyjnemi w Niemczech wyposażone są w pobieranie pary dla celów podgrzewania wody zasilającej. Jednostopniowe pobieranie stosuje się już przy mocy 6000 *kW*, dwukrotne przy 15.000 *kW*, wielokrotne od 50.000 *kW*.

W dziedzinie kondensacji i przeciwciśnienia istnieją możliwości połączenia sieci elektrycznej z siecią fabryczną; nasuwa się tu możność wyzyskania ciepła odlotowego elektrowni dla celów ogrzewniczych, oraz możność wytwarzania energji odpadkowej na miejscu zużycia pary i przesyłanie tej energji do sieci.

Nowe problemy zostały stworzone przez wprowadzenie zasobników.

Rozważaniami na temat cen turbin, kosztów paliwa i oprocentowania kapitału kończy autor swój referat.

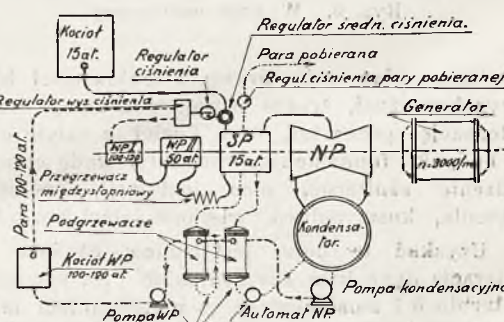
Austrja. Prof. Dr. F. Lösel. *Turbiny parowe.*

Zastosowanie mniejszych szybkości pary w części wysokoprężnej turbin w porównaniu z poprzednio stosowanemi, pociągnęło podniesienie sprawności. Przypisywane to bywa zastosowaniu dużych łopatek, co pociąga za sobą mniejsze straty hydrauliczne, oraz zmniejszenie strat tarcia pary.



Rys. 9. Płaszcz widziany zzewnątrz.

Na zasadzie badań nad przepływem pary w zakrzywionych kanałach, autor doszedł do wniosku, że następuje w nich częściowo powrotna zamiana szybkości na ciśnienie, co głównie zależy od szybkości pary; przy małych szybkościach ta zamiana jest nieznaczna. Obok zaś tego mają wpływ czynniki wymienione poprzednio. Mała jednak szybkość wymaga dużych przekrojów wylotowych łopatek, oraz zastosowania tym mniejszej szybkości pary, im większe jest ciśnienie dolotowe. Na tych podstawach oparł autor budowę swej pierwszej turbiny wysokoprężnej.



Rys. 10. Schemat pracy.

Autor opisuje pierwszą swoją turbinę wysokoprężną 18.000 *kW*, zbudowaną przez f-mę I-sza Berneńska. Turbina zbudowana jest w 4-ch osłonach; każda z nich tworzy oddzielną turbinę, połączone są sprzęgłami luźnemi. Całkowite wydłużenie turbiny wynosi 16 *mm*.

Doprowadzenie pary odbywa się sześcioma wentylami.

Ze względu na ciekawą konstrukcję przytaczamy wykres entropowy i fotografje (rys. 5, 6, 7, 8, 9, 10).

Z referatów ogólnych ciekawy referat:

Inż. Dr. O. Oliven. Niemcy. — *Wielka sieć europejska*, ogłoszony był w *Technice Cieplnej*, 1930 strona 261.

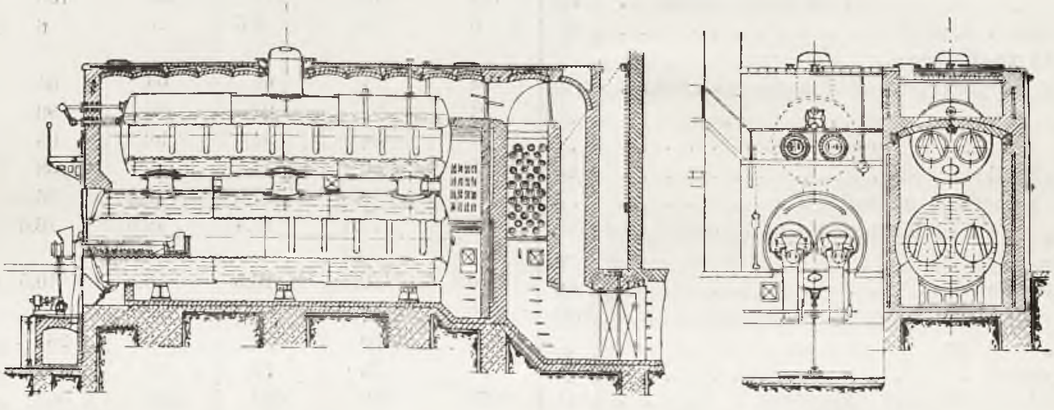
KRONIKA TECHNICZNA

O niektórych typach kotłów wykonywanych przez firmę B-ci Sulzer Winterthur (Szwajcarja).

Firma B-ci Sulzer w Winterthur jest raczej wytwórnią maszyn, posiada jednak i dział budowy kotłów, chociaż uważany w fabryce jako poboczny, postawiony jest również na odpowiednim poziomie.

Wykonuje się wszelkie typy kotłów, począwszy od kotłów Garbe, ulubionej konstrukcji fabryki, skończywszy na t. zw. „kotłach elektrycznych".

Ze wszystkich typów najciekawszy jest *podwójny kocioł dwupłomienicowy* (Rys. 1).



Rys. 1

Kotły tego typu są u nas rzadko spotykane, mogłyby być jednak jako większe jednostki z powodzeniem użyte tam, gdzie zużycie pary jest bardzo zmienne, przyczem jak wykazały badania w Szwajcarji, sprawność tych kotłów jest bardzo wysoka, gdyż waha się od 87—91%. Dla przykładu przytaczam wyniki pomiarów wykonanych przez Szwajcarski Dozór Kotłów w firmie La Société Laitière des Alpes Bernoises w Stalden, ogłoszone w Revue Technique Sulzer № 1, rok 1930.

La Société Laitière des Alpes Bernoises zostało zmuszone do powiększenia swego urządzenia kotłowego, z powodu jednak niemożności postawienia nowej kotłowni, postanowiono wyrzucić dwa stare kotły z jedną rurą płomienną o ciśnieniu 6,5 atn i o powierzchni ogrzewalnej każdy 46 m^2, a w to miejsce wstawić kotły nowe.

Miejsce było dostateczne do postawienia odpowiednio dużego kotła wodnorurkowego, jednak zaniechano tego zamiaru z następujących powodów; po pierwsze z obawy, że w razie popsucia się tak dużej jednostki fabryka musiałaby być zatrzymaną, gdyż pozostałe kotły nie mogłyby tego kotła zastąpić, po drugie zapotrzebowanie pary było w fabryce bardzo zmienne, któremu kocioł wodnorurkowy nie mógłby podołać bez znaczniejszego spadku ciśnienia, jako kocioł o małej pojemności wody.

W tych warunkach zdecydowano się na dwa kotły połączone dwupłomienicowe, systemu Sulzer, każdy po 250 *m*^{2}.

Wymiary kotłów były następujące: Walczak dolny, srednica 2500 *mm*, długość 9800 *mm*, płomienice faliste o średnicy 1000 x 1100 *mm*.

Walczak górny: średnica 2200 *mm*, długość 8950 *mm*., płomienice faliste o średnicy 850/950 *mm*.

Ponadto celem zwiększenia powierzchni ogrzewalnej, oraz cyrkulacji wody wstawiono w płomienice tak kotła dolnego jak i górnego opłomki o średnicy 134/152 (rodzaj rur Galloway'a). Połączenie opłomek z płomienicami wykonuje firma B-ci Sulzer w następujący sposób: W odpowiedniem miejscu nagrzewa się płomienicę falistą zapomocą płomienia acetylenowego do czerwoności, poczem fale wyprostowuje się W miejscu wyprostowanem wypala się palnikiem otwór który rozszerza się dłutkiem do takiej średnicy aż można wstawić rurkę, rurkę następnie przypaja się acetylenem do płomienicy.

Wykonanie proste i tanie jednak w Polsce niecieszyłoby się uznaniem.

Przez wstawienie tych opłomek powierzchnia zwiększyła się o 21,5 *m*^{2}.

Pojemność wodna każdego kotła wynosi około 50 *m*^{3}, gdy pojemność kotła wodnorurkowego wytwarzającego tą samą ilość pary wynosiłaby około 10 *m*^{3}.

Ciężar każdego kotła 49000 *kg*. Powierzchnia przegrzewacza 54 *m*^{2}. Powierzchnia podgrzewacza żebrowego 180 *m*^{2}. Ruszt podmuchowy system Sulzera.

Wyniki dwudniowych pomiarów tych kotłów są zebrane w niżej załączonej tablicy[1]):

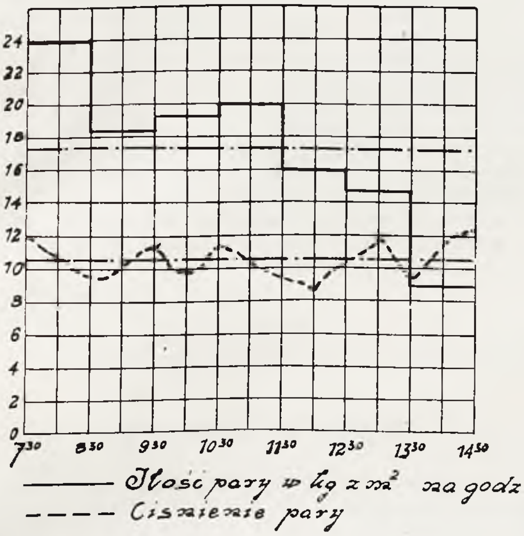
Z przytoczonych cyfr wynika, że otrzymane rezultaty były bardzo dobre. Warunki bowiem gwarancyjne firmy B-ci Sulzer były następującej treści:

„Przy użyciu węgla z Ruhr lub Sarry, wielkości kawałków 20—40 *mm* o wartości kalorycznej 7400—7600, *kCal* zawierającego najwyżej 5% pozostałości, 4% wilgotności i około 30% części gazowych, gwarantuje się przy ruchu normalnym 17,5—18 *kg* pary z *m*^{2} i na godzinę, przy dzielności kotła 85%, z tem zastrzeżeniem, że temperatura wody przed podgrzewaczem będzie wynosiła 60°C, ciśnienie pary około 12 atn. O ile ciąg będzie dostateczny kotły dadzą 20 *kg*/*m*^{2}/*godz*., a nawet chwilowo 22 *kg*/*m*^{2}/*godz*, przy czem dzielność kotła spadnie nieznacznie".

[1]) Por. tabela str. 30.

	Tablica I			Tablica II		
	Nr. pomiaru I			Nr. pomiaru II		
	kocioł 1	kocioł 2	1 i 2	kocioł 1	kocioł 2	1 i 2
Dzień pomiaru	10 lipiec 1929			11 lipiec 1929		
Czas trwania pomiaru godz.	7	7	7	$6^1/_2$	$6^1/_2$	$6^1/_2$
Węgiel	Ruhr II/III	Holl. III	—	Ruhr II/III	Holl. III	—
Kopalnia	„Erin"	„Emma"	—	„Erin"	„Emma"	—
Wartość kaloryczna *kCal.*	7871	7695	7785	7855	7668	7770
Zawartość wilgoci %	1.6	2.8	2.2	1.6	2.8	2.2
„ popiołu „	4.8	5.7	5.2	5.2	6.1	5 7
„ części gazowych „	22.7	21.2	22.0	21.2	21.1	21.2
Cena węgla za 10 t. loco kotłownia Fr.	575	580	577	575	580	577
Ilość spalonego węgla *kg.*	2790	2700	5490	2856	2460	5316
„ „ „ na m^2/*godz.* rusztu *kg*	114	110	112	126	108	117
Ilość żużla i popiołu %	5	6	5.5	5	6	5.5
Woda zasilająca.						
Średnia temperatura przed podgrzewaczem 0°C	61	61	61	64	64	64
„ „ za „ „	94	94	94	93	96	94
„ „ przed kotłem „	94	94	94	93	96	94
Całkowita ilość wody *kg*	30965	29486	60451	30755	26758	57513
Odparowalność w m^2/*godz*	17.7	16.8	17.3	19.0	16.4	17.7
„ zredukowana na parę 100°C i wodę 0°	17.8	17,0	17.4	19,3	16.6	18.0
Para.						
Średnie ciśnienie *kg/cm²*	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5
Temperatura przed przedgrzewaczem 0°C	185	185	185	185	185	185
„ za „ „	260	260	260	273	267	270
Przegrzanie „	75	75	75	88	82	85
Całkowite ciepło pary nasyconej *kal.*	663	663	663	663	663	663
Ciepło właściwe pary przegrzanej „	0.58	0.58	0.58 (706)	0 57	0.57	0.57 (711)
Odparowalność	11.1	10.9	11.0	10.8	10.9	10.83
„ śred. na parę 100°C i wodę 0°C Fr.	11.2	11.0	11,1	10.9	11.0	11.0
Koszt wytworzenia 1000 *kg* pary 100°C z wody o 0°C Fr.	5.10	5.30	5.2	5.25	5.30	5.25
Spaliny.						
Temperatura przed zasuwą C°	209	209	209	212	211	212
„ „ podgrzewaczem „	204	202	203	207	204	206
„ za „ „	108	109	108	112	112	112
Ilość CO_2 przed zasuwą %	13 3	13.5	13.4	13.2	13.1	13.2
„ O_2 %	5 7	5.5	5.6	6	6	6
„ CO %	ślady	ślady	ślady	ślady	ślady	ślady
Nadmiar powietrza	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4
Zasuwa.						
Procent otwarcia zasuwy kotłowej	54	40	47	40	40	40
„ „ „ podgrzewacza	60—100	60—100	90	75	75	75
Ciąg.						
Przed zasuwą *mm. sł. w.*	—	8	—	—	7	—
„ podgrzewaczem „	—	9	—	—	8	—
Za podgrzewaczem	—	12	—	—	11	—
W kominie	—	13	—	—	12	—
Ciśnienie pod rusztem „	20	22	21	25	25	25
Temperatura powietrza.						
na polu 0°C		12—26			10—26	
w kotłowni „		25—34			28—35	
pod rusztem	45	45	45		39—46	43
Sprawność kotła %	**80.2**	**80.6**	**80.4**	**78.5**	**80.5**	**79.5**
„ przegrzewacza „	6.1	6.1	6.1	7.0	6.8	6.9
„ podgrzewacza „	4.7	4.7	4.7	4.0	4.0	4.0
Sprawność całkowita kotła %	**91**	**91.4**	**91.2**	**89.5**	**91.3**	**90.4**
Strata kominowa %	3.3	3.4	3.3	3.7	3.7	3.7
Reszta %	5.7	5.2	5.5	6,8	5 0	5.9

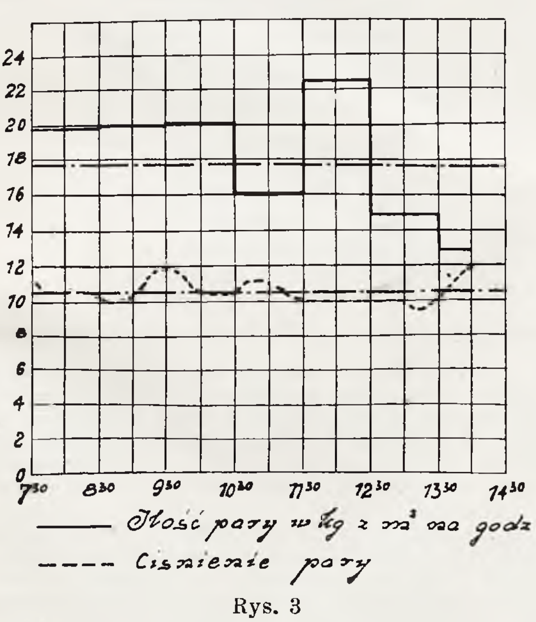
„Na podstawie cyfr pomiarowych orzeka się, że nowa instalacja pracuje pod każdym względem nienagannie. Gwarancje przyrzeczone przez firmę B-ci Sulzer, tak pod względem wydajności jak i dzielności, nietylko zostały dotrzymane, ale znacznie przewyższone. Podczas dwudniowego pomiaru ruch kotłów był



Rys. 2

przystosowany do potrzeb fabryki, które mogły pokonać nawet bardzo silne wahania w zapotrzebowaniu pary (Rys. 2 i 3), wydajność bowiem kotłów zmieniała się z 24—9 *kg/m²/godz.*

Produkcja pary maksymalna wynosiła około 20% ponad gwarancję. Spalanie podczas pomiarów było bardzo dobre, spaliny bowiem posiadały średnio 13% CO_2 bez tworzenia się CO, przez co i dym był tylko słabo widoczny. Przegrzewacz dał gwarantowane przegrzanie. Wyzyskanie ciepła spalin było bardzo dobre bo aż do temperatury 100°C. Sprawność kotłów 90—91%, należy uważać *za nadzwyczajną*".



Rys. 3

Pomijając tę nadzwyczajną sprawność kotła, osiągniętą w bardzo zmiennych warunkach, ten typ kotła posiada bezsprzecznie kilka zalet:

1) Dużą pojemność wodną (nadaje się do ruchu bardzo zmiennego). 2) Dobre odparowanie. 3) Stosunkowo zajmuje mało miejsca przy dużej powierzchni (do 250 m^2). 4) Pewny w ruchu. 5) Nieczuły na dobroć wody zasilającej. 6) Łatwo dostępny do czyszczenia — z powodu więc tych zalet kocioł tego typu w specjalnych warunkach byłby godny uwagi.

Inż. Wł. Rokitowski.

Międzynarodowa jednostka ciepła.[1])

Na międzynarodowej konferencji dla ustalenia tabel własności pary, odbytej w Londynie, postanowiono przyjąć, jako jednostkę ciepła, ilość ciepła równoważną 1/860 międzynarodowej kilowattgodziny i nadać jej nazwę „międzynarodowej kilogramkalorji". — Postanowienie to ma duże praktyczne znaczenie i wiele zalet, z których niektóre są poniżej w krótkości omówione.

1. Międzynarodowa kilowattgodzina, do której, wedle londyńskiego projektu, ma być odniesiona jednostka ciepła, jest ogólnie uznaną i używaną jednostką energji.

2. Liczba 860., mająca służyć do przeliczeń, jest prosta i łatwa do zapamiętania.

3. Proponowana jednostka ciepła nie różni się nawet o 0,05% od obecnie używanej w różnych krajach kilogramkalorji, jej tysiączna część jest z tem samem przybliżeniem równa używanej w fizyce kalorji (kalorji gramowej, zwanej też małą kalorją).

Obecnie są używane:

w Niemczech na podstawie badań Jaegera i Steinwehra (Physikalisch-Technische Reichsanstalt) „15° kilogramkalorja" równa 1/840,4 międzynar. *kWh.*

w Anglji na podstawie badań Callendar'a (Imperial College of Science and Technology, South Kensington London) — „średnia kilogramkalorja" równa 1/100 zawartości ciepła w 1 kg wody przy 100°, która jest równa 1/860,2 międzynar. *kWh.*

w Stanach Zjednoczonych na podstawie badań Osborne'a, Stimson'a i Fiock'a (Bureau of Standards)— „średnia kilogramkalorja" równa 1/859,7 międzynar, *kWh.*

Nie wspomiano tu o innych rodzajach kalorji (np. 20° kilogramkalorji), które bardzo niewiele różnią się między sobą. Nadmienić natomiast należy, że wedle wyżej wspomianych badań amerykańskich 15° kilogramkalorja jest zaledwie o 0,16% mniejsza od średniej kilogramkalorji.

4. Ponieważ energja elektryczna jest przeważnie wytwarzana z energji cieplnej, zachodzi prawie zawsze potrzeba przeliczania kilowattgodzin na kalorje i odwrotnie. Z tego powodu trzeba się zdecydować na wybór jednej wartości z pośród podanych w punkcie 3-cim. Ustalenie, która z tych wartości jest najbardziej właściwą, wydaje się obecnie wprost niemożliwem, ponieważ są one wszystkie wynikami bardzo dokładnych badań, przy których, jak dotąd, nie udało się wykryć żadnych błędów ani niedokładności.

Na londyńskiej konferencji zgodzono się szybko na przyjęcie wielkości 1/860 *kWh*, jako praktycznej wielkości średniej, przyczem nie starano się wydać opinji o dokładności rozmaitych pomiarów elektrycznego równoważnika ciepła.

[1]) M. Jakob V. D. J. Nr. 25. 1930 r.

5. Jeśli się przyjmie wedle propozycji londyńskiej 1/860 międzynarodowej kilowattgodziny jako jednostkę ilości ciepła, będzie ona w przyszłości zależna tylko od zmian międzynarodowej kilowattogodziny. Zmiana kilowattgodziny może najwyżej polegać na przejściu od tak zwanych jednostek „międzynarodowych" (elektrycznych) do jednostek „absolutnych" (mechanicznych) nie różniących się między sobą nawet o 0,05%. Jeżeli w elektrotechnice nastąpi zmiana jednej z najważniejszych międzynarodowych jednostek, to może wtedy technika cieplna także wprowadzić tę drobną zmianę, tembardziej, że naogół cieplne pomiary energji są znacznie mniej dokładne, niż elektryczne.

6. Postanowienie konferencji londyńskiej wcale nie wyklucza dalszych badań fizyki nad ustaleniem mechanicznego i elektrycznego równoważnika ciepła W samej nazwie kalorji niema niczego, co wskazywać by miało na to, że dla określenia tej jednostki należy wyjść z ogrzewania wody, a największa do tej pory trudność leży właśnie w uzgodnieniu, czy należy przyjąć ogrzanie wody od 0 do 100° (średnia kalorja), czy ogrzanie wody o 1° i przy jakiej temperaturze to ogrzanie powinno nastąpić. — Tę trudność omija szczęśliwie projekt londyński.

Zapomocą dokładnych badań będzie można w przyszłości właśnie ustalić, przy jakiej temperaturze 1 *kg* wody można ogrzać o 1° zapomocą 1/860 międzynarodowej kilowattgodziny.

7. Wyrażając kalorję w elektrycznych jednostkach energji, stworzy się praktyczną i ogólnie używaną jednostkę ciepła. W braku ujednostajnionej jednostki ciepła może zajść w przyszłości wypadek, że w fizyce będzie używana jednostka ciepła, wyrażona w kilowattgodzinach, lub Joule'ach (co już obecnie robią niektóre instytucje naukowe), zaś w technice cieplnej będzie używana kilogramkalorja w obecnem jej znaczeniu. Określanie tej samej wielkości w dwojaki sposób byłoby bardzo niedogodne.

Przyjęcie proponowanej na konferencji londyńskiej miedzynarodowej jednostki ciepła jest więc z wielu względów godne polecenia.

M. N.

ROZPORZĄDZENIA WŁADZ

Dnia 23/XII — 1930 r. w Dz. U. R. P. Nr. 91 ukazało się rozporządzenie Ministerstwa Przemysłu i Handlu z dn. 8/XI — 1930 r. w sprawie przepisów o budowie kotłów parowych. Rozporządzenie to wchodzi w życie w trzy miesiące po ogłoszeniu, zatem dn. 23 marca 1930 r.

W tym samym Dz. U. R. P. ukazało się rozporządzenie Ministra Przemysłu i Handlu z dn. 8/XI-1930 r. o warunkach technicznych, dotyczących materjałów, używanych do budowy kotłów parowych. To rozporządzenie również wchodzi w życie w trzy miesiące po ogłoszeniu, zatem dn. 23/III—1930 r.

Oba te rozporządzenia w niedługim czasie ukażą się w formie broszury, która zostanie wydana nakładem Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, ul. Piękna 32.

Ś. † P.

KAZIMIERZ PARNIEWSKI

Inżynier

referent spraw kotłowych Wydziału Przemysłowego Ministerstwa Przemysłu i Handlu

zmarł w Warszawie dnia 23 grudnia 1930 r.

Sprostowanie.

W art. inż. J. R. p. t. Nowa elektrownia we Włocławku, ogłoszonym w Nr. 12 *Techniki Cieplnej* 1930 r. należy na str. 251 uzupełnić podpis pod rys. 1 w sposób następujący.

a — oczyszczenie chemiczne surowej wody zasilającej kotły, b — zbiorniki wody zasilającej, c — pompa niskoprężna, d — ekonomizer, e — podgrzewacze wody zasilającej, f — pompa wysokoprężna, g — kotły, h — turbina przeciwprężna, i — generator, k — zbiornik pary przeciwprężnej, l — turbina kondensacyjna z pobieraniem pary, m — generator, n — kondensatr, o — fabrykacja.